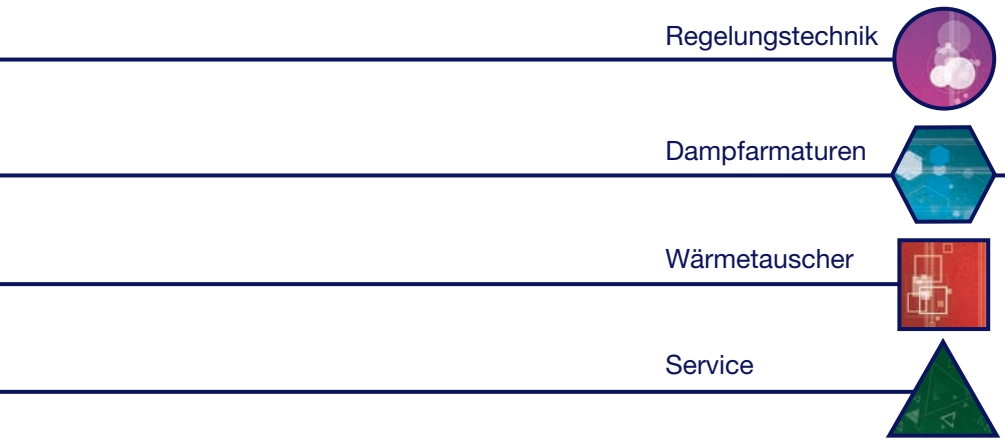
Grundlagen

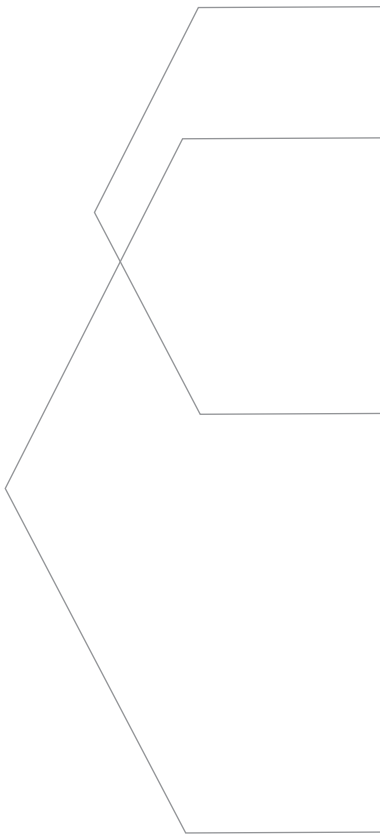
der Dampf- und Kondensattechnologie



spirax sarco

Grundlagen

der Dampf- und Kondensattechnologie



Weitere Dokumentationen von Spirax Sarco:

- Leitfaden für die Praxis
- Arbeitsblätter (Auslegungsdiagramme) für die Dampf- und Kondensattechnologie
- Grundlagen der Regelungstechnik anhand von Beispielen aus der Praxis
- Grundlagen der Dampfkesselregelung
- Grundlagen des Einsatzes von Wärmetauschern in Dampfanlagen
- Grundlagen für Wartung und Betrieb von Dampfanlagen

Bestellungen über doku@de.spiraxsarco.com

„Grundlagen der Dampf- und Kondensattechnologie“
© 1970–2006 SPIRAX SARCO GmbH, Konstanz
Nachdruck, auch auszugsweise, Kopie, Vervielfältigung und Verbreitung gleich welcher Art nur nach ausdrücklicher Zustimmung von SPIRAX SARCO.
Schutzgebühr: 20,– €

„Nur wer Prozesse versteht, kann Prozesse regeln“

Vorwort zur Neuauflage 2003/2006

Über 120 000 Exemplare des Spirax Sarco Korrespondenzkurses „Grundlagen der Dampf- und Kondensatwirtschaft“ wurden bis 1970 verbreitet, inzwischen haben wir aufgehört zu zählen. Was als Fernlehrgang begann, hat sich zum wichtigsten Grundlagenwerk für die Dampftechnologie entwickelt.

Der Dampfkurs wurde oft kopiert, seine Verständlichkeit und sein Praxisbezug wurden jedoch nie erreicht.
Warum haben wir uns entschlossen, den Kurs zu überarbeiten, statt ihn einfach unverändert nachzudrucken?

1. Der Anspruch an modernere und teilweise noch verständlichere Graphiken ist höher geworden.
2. Verschiedene technische Vorschriften und Normen haben sich geändert und mussten eingepflegt werden.
3. Unsere Leser haben den Wunsch geäußert, einige Kapitel zu ergänzen, was hiermit geschehen ist.

Modernisierung und Ergänzung ohne den Charme, den Humor und die Verständlichkeit der ursprünglichen Ausgabe zu verlieren, war unser Ziel. Wir haben den Text daher nur sehr vorsichtig redigiert, auch wenn die einfachere thematische Ordnung eine Änderung der Kapitelreihenfolge vorausgesetzt hat.

Besonderen Dank gilt den ursprünglichen Verfassern, vor allem Manfred Bauer, sowie unseren Mitarbeitern, die das Buch über 30 Jahre betreut und aktuell gehalten haben, an erster Stelle Jürgen Tietböhl.

Wir wünschen unseren Lesern, dass das vorliegenden Buch Ihnen praktischen Nutzen für die Planung, den Bau und den Betrieb von Dampf- und Kondensatsystemen bietet.

SPIRAX SARCO GmbH
Klaus Rümler

Konstanz im Frühjahr 2003/2006

Vorwort zur 1. Auflage von 1970

Der Spirax Sarco Korrespondenzkurs „Grundlagen der Dampf- und Kondensatwirtschaft“ bedient sich einer möglichst allgemein verständlichen Erklärungs- und Ausdrucksweise. Damit sollen die grundlegenden Tatsachen auch solchen Teilnehmern nahegebracht werden, die keine technische Ausbildung genossen haben, sich mit dieser Materie jedoch befassen müssen oder wollen, sei es als Kaufmann im technischen Betrieb, während der beruflichen Ausbildung oder aus anderen Gründen. Ein Blick auf das Inhaltsverzeichnis zeigt, dass diese Ausführungen aber auch dem Ingenieur oder Techniker nützlich sind, der sich neu mit diesem Stoff befassen muss oder nur selten bzw. beiläufig damit zu tun hat. Der Fachmann wird wertvolle Arbeitsunterlagen finden, z. B. in Form einiger praxisnaher neuer Diagramme.
In der betrieblichen Praxis treten immer wieder Schwierigkeiten auf: einerseits weil Dampf und Kondensat nur technische Hilfsmittel sind, die vom Konstrukteur bis zum Betriebsingenieur meist nur nebenbei gehandhabt werden, anderseits weil diese Hilfsmittel einen unerwartet großen Einfluss auf Leistung und Wirtschaftlichkeit der Produktionsanlage oder der Heizung haben. Gerade wer als Fachmann für die Gesamtheit einer technischen Anlage verantwortlich ist und deshalb kein Dampf-Kondensat-Spezialist sein kann, begrüßt es daher, wenn eine Firma aus der jahrzehntelangen Beschäftigung mit einem so wichtigen Teilgebiet die gewonnenen und mit dem jeweils neuesten Stand der Technik verbundenen Erfahrungen bereitwillig weitergibt.
So sollte dieser Korrespondenzkurs im ganzen für den interessierten Leser von bleibendem Wert sein. Über 120 000 Teilnehmer aus 91 (einundneunzig) Ländern haben ihn bisher studiert.
Beim Studium der Aufsätze treten sicher individuelle Fragen auf, die der Text nicht beantwortet. Sie sind herzlich eingeladen, Ihre Fragen an folgende Anschrift zu senden:

SPIRAX SARCO GmbH
Reichenaustraße 210
D-78467 Konstanz
Telefon +49 (0)75 31 / 58 06-0
Telefax +49 (0)75 31 / 58 06-22
vertrieb@de.spiraxsarco.com

SPIRAX SARCO AG
Gustav-Maurer-Strasse 9
CH-8702 Zollikon ZH
Telefon +41 (0)44 / 396 80 00
Telefax +41 (0)44 / 396 80 10
info@ch.spiraxsarco.com

SPIRAX SARCO GmbH
Dückegasse 7/2/1/8
A-1220 Wien
Telefon +43 (0)1 / 6 99 64-11
Telefax +43 (0)1 / 6 99 64-14
vertrieb@at.spiraxsarco.com

Wir werden uns bemühen, Ihnen sowohl in grundsätzlichen Dampf- und Kondensatfragen als auch bei diesbezüglichen Problemen Ihrer Betriebspraxis zu helfen.

1. Was ist Dampf? – Die physikalischen Grundlagen 7
1.1 Warum verwenden wir Dampf? 7
1.2 Die wichtigsten Maßeinheiten des „SI-Systems“ 7
1.2.1 Die Kraft 8
1.2.2 Der Druck 8
1.2.3 Energie, Arbeit, Wärmemenge 8
1.2.4 Leistung, Energiestrom, Wärmestrom 9
1.2.5 Dichte und spezifisches Gewicht 9
1.2.6 Temperatur 9
1.2.7 Temperaturdifferenzen 9
1.2.8 Der Normzustand; das Normvolumen 9
1.2.9 Die wichtigsten Einheiten und ihre Umrechnung 10
1.3 Die Wärmeenergie 10
1.4 Wärmeinhalt und Verdampfungswärme 10
1.4.1 Wärmeinhalt des Wassers 10
1.4.2 Verdampfungswärme 11
1.4.3 Wärmeinhalt des Dampfes 11
1.5 Dampfdruck und Dampfvolumen 11
1.5.1 Wieviel Raum nimmt der Dampf ein? 13
1.6 Wärme und Temperatur 13
1.7 Die Wasserdampftafel 14
1.7.1 Wasserdampftafel (trocken gesättigter Wasserdampf) 15
1.8 Verschiedene Dampfarten 16
1.9 Kondensation des Dampfes 16
1.9.1 Kondensat im Dampfraum 17
1.10 Wärmeübergang 17
1.11 Die Heizfläche 18
1.12 Der Wasserfilm 19
1.13 Anlaufvorgang und Dauerzustand 19
1.14 Wärmeverluste 19
1.15 Senkung der Wärmeverluste 20

2. Die Dampfanlage – eine Übersicht 21
3.1 Allgemeines 22
3.2 Großraumwasserkessel 22

3. Die Dampferzeugung 22
3.3 Schnelldampferzeuger 23
3.4 Wärmetauscher (Reindampferzeuger) 24
3.5 Elektrisch beheizte Dampferzeuger 24
3.6 Wärmeträger-Erhitzer 24
3.7 Kesselspeisewasser, Kesselwasser 24
3.8 Ausrüstung der Dampfkessel 25
4.1 Rohrwerkstoff und Nenndruck 26
4.2 Die Nennweite 26

4. Die Dampfleitung 26
4.3 Die Auslegung von Dampfleitungen 27
4.3.1 Auslegungsdiagramm für Sattdampfleitungen 28
4.3.2 Strömungsgeschwindigkeit in Sattdampfleitungen 29
4.4 Die Ausdehnung von Rohrleitungen 30
4.5 Die Isolation von Dampfleitungen 32
4.6 Die Kondensation in Dampfleitungen 33
4.7 Die Verlegung von Dampfleitungen 34
4.8 Die Entwässerung von Dampfleitungen 35
4.9 Die Kondensatableitung aus Dampfleitungen 37
4.10 Luft im Dampfraum 38
4.10.1 Zweckmäßige Entlüftung 39
4.10.2 Entlüfter 41
4.11 Die Inbetriebnahme von Dampfleitungen 42
4.12 Der Lufteinfluss im Dampf 43

5. Die Behandlung von Dampf 44
5.1 Dampftrockner, Abzweigungen, Dampfverteiler 44
5.2 Entlüftung von Dampfleitungen 45
5.3 Druckreduzierung 45
5.4 Der Trocknungseffekt, überhitzter Dampf 46
6.1 Wärmetauscher 47

6. Der Wärmetausch 47
6.2 Der Wärmedurchgangskoeffizient k 48
6.3 Ungeregelte Wärmetauscher 48
6.4 Geregelte Wärmetauscher 49
6.5 Dampfseitige Regelung von Wärmetauschern 49
6.6 Ablaufregelung von Wärmetauschern 50
6.7 Temperatur von Wärmetauschern 51
6.8 Heißdampf 51
6.8.1 Vereinfachtes Mollier-Diagramm 52
6.9 Druck im Wärmetauscher 53
6.10 Der Rückstaueffekt 53

7. Entwässerung von Dampfräumen, Kondensatableiter 55
7.1 Die Betriebsbedingungen 55
7.2 Vorüberlegungen 56
7.2.1 Sollen wir ein normales Ventil verwenden? 56
7.2.2 Spezialventile und Lochblenden 56
7.2.3 Kondensatableiter 56
7.2.4 Luft in Kondensatableitern 57
7.3 Systeme von Kondensatableitern 58
7.3.1 Mechanische Schwimmer-Kondensatableiter 58
7.3.2 Thermische Kondensatableiter 60
7.3.3 Thermodynamische Kondensatableiter 63
7.3.4 Starre Kondensatableiter (Blenden-Ableiter, Labyrinth-Ableiter) 66
7.3.5 Aktiver Kondensatableiter (Pump-Kondensatableiter) 67
7.4 Die Auswahl des richtigen Kondensatableiters 68
7.4.1 Wahl der Kondensatableiterart 68
7.4.2 Wahl der Kondensatableiterleistung 69
7.4.3 Der Überdruck vor dem Kondensatableiter 70
7.4.4 Überdruck hinter dem Kondensatableiter 71
7.4.5 Kondensatanfall 71
7.4.6 Die Temperatur vor dem Kondensatableiter 72
7.4.7 Beispiele 73
7.4.8 Prospektangaben 74
7.5 Unvermeidliche Erschütterungen 75
7.6 Installation von Kondensatableitern 75
7.6.1 Abstand des Kondensatableiters vom Dampfraum 75
7.6.2 Kondensatableiter über dem Wärmetauscher? 75
7.6.3 Entwässerung unter Vakuum 76
7.6.4 Sammelentwässerung ist schlecht 78
7.6.5 Doppelt genäht – hält schlechter! 80
7.6.6 Horizontalitis – eine neue Krankheit? 80
7.7 Die Kontrolle von Kondensatableitern 81

8. Die Kondensatleitung 83
8.1 Dampf in Kondensatleitungen 83
8.2 Druck in der Kondensatleitung 83
8.3 Das Kondensatnetz 85
8.4 Bemessung von Kondensatleitungen 86
8.4.1 Auslegungsdiagramm für Kondensatleitungen 87
8.5 Verlegung von Kondensatleitungen 89
8.6 Wie kann das Kondensat angehoben werden? 90
8.7 Kondensat aus verschiedenen Druckstufen 91
8.8 Vorsicht: Frost 92

9.	**Die Kondensatwirtschaft**	**94**
9.1	Die Kondensattemperatur	94
9.2	Die Nachverdampfung	95
9.2.1	Nachverdampfung bei Kondensatentspannung	96
9.3	Nachdampf oder Frischdampf?	97
9.4	Nutzbringende Verwertung des Nachdampfes	98
9.5	Nachdampfsysteme	99
9.6	Wohin mit der Wärme?	101
9.7	Isolierung von Kondensatleitungen	103
9.8	Kondensatkühlung	103
9.9	Kondensataufbereitung	104
9.9.1	Wärmeverluste in Räumen von ca. 20 °C	105
9.10	Wasseraufbereitung	106
9.11	Der Speisewasserbehälter	106
9.10.1	Beispiel einer Entgasungsanlage	107
10.	**Regelsysteme in Dampfanlagen**	**110**
10.1	Die Druckreduzierung	110
10.1.1	Membrangesteuerte Druckregler	110
10.1.2	Pilotgesteuerte Druckregler	111
10.1.3	Druckregelung mit Hilfsenergie	112
10.1.4	Die Druckminderstation	113
10.1.5	Sicherheitsventile	115
10.2	Die dampfseitige Temperaturregelung von Wärmetauschern	116
10.3	Die kondensatseitige Temperaturregelung von Wärmetauschern	116
10.4	Die Bemessung von Regelventilen	117
10.5.1	k_v-Werte für Dampf	118
10.5.2	k_v-Werte für Wasser	119
11.	**Planung, Bau, Inbetriebnahme, Wartung, Fehlersuche**	**120**
11.1	Planung und Bau	120
11.1.1	Leistungsermittlung	120
11.1.2	Dimensionierung	120
11.1.3	Korrosion	121
11.1.4	Das Schmutzproblem	122
11.1.5	Kondensatüberwachung gefällig?	123
11.1.6	Wasserschlag vermeiden	124
11.1.7	Dampfabschluss	125
11.1.8	Umführung = Entführung?	126
11.1.9	Einbaulage	128
11.1.10	Die Anschlussarten	128
11.2	Inbetriebnahme	129
11.3	Wartung nur alle 500 000 Kilometer!	130
11.4	Fehlersuche	130
Anhang		**132**
A1	Fachbegriffe	132
A2	Wichtige Normen und Regelwerke	136
A3	Zeichnungssymbole in Anlehnung an DIN 2429	139
A4	ISO-Rohre in Normwanddicke	143
A5	Flanschmaße	144
A6	Auswahl und Merkmale von Kondensatableitern	145
A7	Datenblätter	146
a	Thermischer Kapsel-Kondensatableiter	146
b	Bimetall-Kondensatableiter	148
c	Thermodynamischer Kondensatableiter	150
d	Kugelschwimmer-Kondensatableiter	152
A8	Formeln und Einheiten	156
A9	Rückstaudiagramm	157
A10	Mollier-Diagramm (h, s) für Wasserdampf	158
A11	Anlagenübersicht	159
A12	Suchwortverzeichnis	160

1. Was ist Dampf? – Die physikalischen Grundlagen

Wir alle wissen was geschieht, wenn in der Küche im Teekessel das Wasser zu kochen beginnt: Dampf tritt aus der Tülle, und wenn der Deckel nicht fest sitzt, springt er auf und ab.

Was hat sich im Kessel zwischen dem Einfüllen des kalten Wassers und dem Entweichen des Dampfes aus der Tülle abgespielt?

Im gleichen Augenblick, in dem der Kessel mit dem kalten Wasser auf das Feuer oder den Brenner gebracht wurde, hat die Wärme begonnen, sich einen Weg durch das Metall des Kessels in das Wasser hinein zu verschaffen. Die ständige Wärmezufuhr hat das Wasser immer wärmer werden lassen, bis es schließlich zu kochen begann.

Sobald das Kochen einsetzte, hatte das Wasser einen Zustand erreicht, in dem es weitere Wärme nicht mehr ohne Veränderungen aufnehmen konnte. Da der Kessel sich jedoch noch auf dem Feuer bzw. auf dem Brenner befand, gelangte auch weiterhin Wärme an das Wasser. Was geschah?

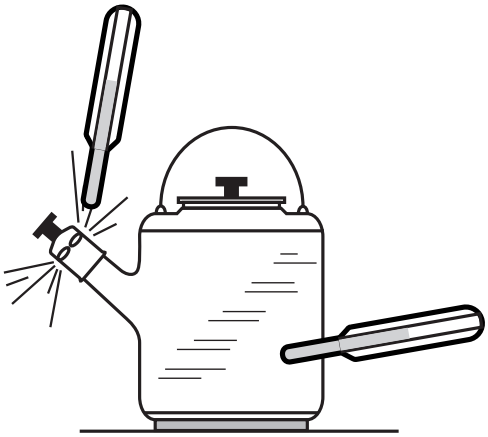
Eine Änderung bahnte sich im Wasser an: Die überschüssige Wärme, die sich Zutritt zum Wasser verschaffte, verwandelte einen Teil des Wassers in Wasserdampf, Der entweichende Wasserdampf führte die überschüssige Wärme ab. Solcher Wasserdampf ist gemeint, wenn im folgenden wie in der Praxis kurz von „Dampf“ gesprochen wird.

Ließen wir den Kessel auf dem Feuer stehen, so würde immer mehr Wasser durch die einströmende Wärme verdampft werden, bis schließlich das gesamte Wasser in Dampf verwandelt wäre. (Anschließend brennt der Topf durch!)

1.1 Warum verwenden wir Dampf?

Warum verwenden wir Dampf zum Kochen von Marmelade, zum Sterilisieren von Operationsbesteck, zum Vulkanisieren von Autoreifen, zum Erwärmen von Waschwasser in Wäschereien, zum Kochen von Konserven, bei der Erzeugung von Benzin aus Rohöl, zum Antrieb von Turbinen und Pumpen, zur Bewerkstelligung unzähliger Vorgänge in allen Zweigen der Industrie? Warum gerade Dampf? Warum ist die Verwendung von Dampf in der zivilisierten Welt zu einem Gemeingut geworden?
Der Grund hierfür ist, dass ein allgemeiner Bedarf an Wärmeenergie besteht und dass der Dampf ein besonders geeignetes wirtschaftliches Mittel zur Übertragung größerer Energiemengen von einer Stelle zu einer anderen darstellt. Dampf lässt sich leicht herstellen, dies zudem noch aus Wasser, das auf der Erde reichlich verfügbar ist. Dampf ist bequem zu handhaben und ist ein wirklich vielseitiges Hilfsmittel.

Zur Durchführung eines einfachen Versuchs über die im Dampf enthaltene Energie wollen wir uns wieder dem Teekessel zuwenden. Zunächst soll der Dampf auf seine Temperatur untersucht werden. Wenn wir ein Thermometer in das kochende Wasser und ein anderes Thermometer in den Dampf an der Mündung der Tülle stecken, stellen wir fest, dass beide Thermometer gleich viel anzeigen, d. h. der Dampf ist ebenso heiß wie das kochende Wasser (etwa 100 °C).



Und nun prüfen wir den Dampf auf sein Arbeitsvermögen: Wir stellen fest, dass der Kesseldeckel sich auf und ab bewegt. Das Arbeitsvermögen, die mechanische Energie, des Dampfes ist die Ursache für diese Bewegungen des Deckels.

Wird in einer Kesselanlage Dampf erzeugt, so treten praktisch die gleichen Vorgänge auf wie beim Teekessel. Der Dampfkessel ist der große, wunderbare Bruder des Teekessels. Der wichtigste Unterschied zwischen den beiden besteht darin, dass der Teekessel eine Tülle hat – und das soll nicht nur eine humorvolle Feststellung sein, wie wir bald merken werden.

1.2 Die wichtigsten Maßeinheiten des „SI-Systems“

Zunächst wollen wir Sie mit dem seit 1.1.1978 verbindlich gültigen Maßsystem, dem „SI-System“, und mit einigen Fachausdrücken vertraut machen. Dies ist nicht nur zum allgemeinen Verständnis notwendig, sondern auch zur Verständigung mit Ihren Gesprächspartnern beim Bau, Umbau oder bei der Instand-setzung Ihrer Anlage. Wir werden in den folgenden Ausführungen nur noch mit den Maßeinheiten des SI-Systems arbeiten und die des alten „verbotenen“ technischen Maßsystems nicht mehr verwenden. Umrechnungen neues/altes Maßsystem geben wir nur in der folgenden kurzen Erklärung.

Basisgröße	Basiseinheit	
	Name	Einheiten-zeichen
Länge	Meter	m
Masse	Kilogramm	kg
Zeit	Sekunde	s
Elektrische Stromstärke	Ampere	A
Thermodynamische Temperatur	Kelvin	K
Stoffmenge	Mol	mol
Lichtstärke	Candela	cd

Die in unserem technischen Fachbereich wichtigsten Größen sind Kraft, Druck, Energie und Wärme, Leistung und Wärmestrom sowie Temperatur.

1.2.1 Die Kraft

Der Zusammenhang zwischen Masse und Kraft ergibt sich aus dem Newton'schen Grundgesetz (Fallgesetz):

Kraft = Masse × Beschleunigung $F = m \cdot a$

Die Kraft ergibt sich im SI-System als abgeleitete Größe:
$1\ kgm/s^2 = 1\ kg \cdot 1\ m/s^2$, wobei die abgeleitete Einheit kgm/s^2 den besonderen Namen „Newton" (Einheitenzeichen N, sprich „njuten") erhielt. $1\ N = 1\ kgm/s^2$.

Durch $1\ kp = 1\ kg \cdot 9{,}80665\ m/s^2 = 9{,}80665\ kgm/s^2$ ergibt sich der Zusammenhang zwischen Newton und dem alten Kilopond zu $1\ kp = 9{,}80665\ N$ und $1\ N = 0{,}10197\ kp$.

Für die meisten technischen Anwendungen ist die Umrechnung schon genau genug, wenn man schreibt:
$1\ kp = 9{,}81\ N$ bzw. $1\ N = 0{,}102\ kp$.

Nimmt man einen Fehler von 2 % in Kauf, dann gilt sogar $1\ kp \approx 10\ N$.

1.2.2 Der Druck

Für den Druck gilt die Beziehung:

Druck = Kraft durch Fläche $p = F / A$

In der Thermodynamik ist für den Druck früher die Einheit $1\ kp/cm^2 = 1$ at des technischen Maßsystems vorherrschend gewesen.

Die abgeleitete SI-Einheit für den Druck ist N/m^2, die den besonderen Namen „Pascal" (Einheitenzeichen Pa) erhielt.
$1\ Pa = 1\ N/m^2$.

Durch die Beziehung $1\ kp = 9{,}80665\ N$ ergibt sich die Umrechnung des technischen Maßsystems in die SI-Einheiten für den Druck zu $1\ at = 1\ kp/cm^2 = 98066{,}5\ N/m^2 = 98066{,}5\ Pa$ bzw. $1\ Pa = 1\ N/m^2 = 0{,}102 \cdot 10^{-4}\ kp/cm^2 = 0{,}102 \cdot 10^{-4}$ at.
Um diese für die Thermodynamik relativ großen Zahlenwerte zu vermeiden, wurde für die abgeleitete SI-Einheit $10^5\ N/m^2$ der besondere Name „Bar" (Einheitenzeichen bar) eingeführt, $1\ bar = 10^5\ N/m^2 = 10^5\ Pa$.

Diese Einheit hat den Vorzug, dass sie zahlenmäßig etwa mit der bisher verwendeten Einheit Atmosphäre (at) übereinstimmt.

Durch die Umrechnung von $1\ kp = 9{,}80665\ N$ ergibt sich
$1\ at = 1\ kp/cm^2 = 98066{,}5\ N/m^2 = 0{,}980665$ bar bzw.
$1\ bar = 10^5\ N/m^2 = 1{,}02\ kp/cm^2 = 1{,}02$ at.

Nimmt man 2 % Fehler in Kauf, dann gilt sogar
$1\ at = 1\ kp/cm^2 \approx 1$ bar.

Häufig wird der Druck als Druckdifferenz zum herrschenden Umgebungsluftdruck, dem Bezugsdruck, angegeben, weil nur dieser Differenzdruck mit dem Manometer unmittelbar gemessen werden kann. Dieser Differenzdruck wird angegeben als Überdruck p_e oder als Unterdruck p_u zum Bezugsdruck.

Zur Vermeidung von Verwechslungen ist dann zu schreiben:

Absoluter Druck	= 1 bar	oder $p_{abs} = 1$ bar,
Überdruck	= 1 bar	oder $p_e = 1$ bar,
Unterdruck	= 0,2 bar	oder $p_u = 0{,}2$ bar,
Druckdifferenz	= 1 bar	oder $\Delta_p = 1$ bar

1.2.3 Energie, Arbeit, Wärmemenge

Für die Arbeit gilt die Beziehung:

Arbeit = Kraft × Weg $W = F \cdot s$

Im technischen Maßsystem war die Einheit kpm gebräuchlich:
$1\ kpm = 1\ kp \cdot 1\ m$

Die abgeleitete SI-Einheit für die Energie, Arbeit und Wärmemenge ist Nm, die den besonderen Namen „Joule" (Einheitenzeichen J, sprich „dschul") erhielt.
$1\ J = 1\ Nm = 1\ Ws$

Durch die Umrechnung von $1\ kp = 9{,}80665\ N$ ergibt sich:
$1\ kpm = 9{,}80665\ Nm = 9{,}80665\ J$ bzw.
$1\ J = 1\ Nm = 0{,}102\ kpm$.

Nimmt man 2 % Fehler in Kauf, dann gilt sogar:
$1\ kpm \approx 10\ Nm = 10\ J$.

Das mechanische Wärmeäquivalent besagt, dass die Wärmemenge von 1 kcal ungefähr der Energie oder mechanischen Arbeit von 427 kpm entspricht. $1\ kcal \approx 427\ kpm$.

Die Verwendung des mechanischen Wärmeäquivalents ist im SI-System überflüssig, da Arbeit, Energie und Wärmemenge in der gleichen Einheit (J) gemessen werden.

Durch entsprechende Umrechnung ergibt sich mit hinreichender Genauigkeit:
$1\ kcal \approx 427\ kpm \approx 4200\ J = 4{,}2\ kJ$ bzw.
$1\ J \approx 0{,}102\ kpm \approx 2{,}39 \cdot 10^{-4}\ kcal$, $1\ kJ \approx 0{,}239\ kcal$
und weiter:
$1\ kcal \approx 4200\ Ws = 11{,}6 \cdot 10^{-4}\ kWh$ bzw.
$1\ kWh = 3{,}6\ MWs \approx 860\ kcal$.

1.2.4 Leistung, Energiestrom, Wärmestrom

Für die Leistung gilt die Beziehung:

Leistung = Arbeit je Zeiteinheit $P = W/t$

Im technischen Maßsystem war die Einheit kpm/s gebräuchlich, weiterhin die Pferdestärke (PS)

1 kpm/s = 1 kpm / 1 s 1 PS = 75 kpm/s

Die abgeleitete SI-Einheit für die Leistung, den Energiestrom und den Wärmestrom ist J/s mit dem besonderen Namen „Watt“ (Einheitenzeichen W). 1 W = 1 J/s = 1 Nm/s.

Durch die Umrechnung von 1 kp = 9,80665 N und durch das mechanische Wärmeäquivalent ergibt sich mit hinreichender Genauigkeit:

1 kcal/h ≈ 1,58 · 10^{-3} PS ≈ 1,16 W
1 W ≈ 1,36 · 10^{-3} PS ≈ 0,860 kcal/h
1 PS ≈ 632 kcal/h ≈ 736 W
1 PS ≈ 0,736 kW

1.2.5 Dichte und spezifisches Gewicht

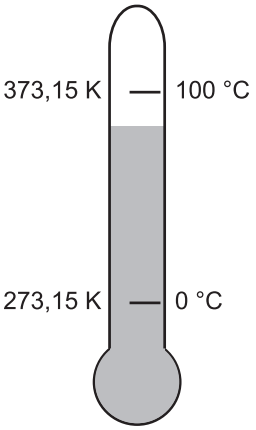
Dichte = Masse durch Volumen $\rho = m/V$

Das spezifische Gewicht (auch Wichte genannt) ist definiert als
spez. Gewicht = Gewicht durch Volumen $\gamma = G/V$

Früher wurde bei Verwendung des technischen Maßsystems das spezifische Gewicht γ bevorzugt und in kp/m³ angegeben. Diese Bezeichnung darf nicht mehr verwendet werden. Es ist hierfür die im SI gebräuchliche Dichte zu verwenden, welche in der Einheit kg/m³ angegeben wird. Durch die Beziehung 1 kp = 1 kg · 9,80665 m/s² stimmt der Zahlenwert für die Dichte ρ eines Stoffes überein mit dem Zahlenwert für die mit der Normalfallbeschleunigung γ = 9,80665 m/s² bestimmte Wichte γ dieses Stoffes.

Die Dichte 1000 kg/m³ = 1 kg/dm³ = 1 g/cm³ entspricht der Wichte 1000 kp/m³ = 1 kp/dm³ = 1 p/cm³.

1.2.6 Temperatur



Die thermodynamische Temperatur (T, ϑ) ist die Basisgröße des SI mit der Basiseinheit Kelvin (Einheitenzeichen K).
Der Zahlenwert für die Temperaturdifferenz in Grad Celsius ist identisch mit dem Zahlenwert der Temperaturdifferenz in Kelvin.
Die Einheit Grad Celsius (°C) ist keine Basiseinheit des SI-Systems, darf aber weiter angewendet werden.

Die Celsius-Temperatur steht zur thermodynamischen Temperatur in folgender Beziehung: $t = T - T_n$ (T_n = 273,15 K). Hierbei ist T_n die Normtemperatur bezogen auf den absoluten Nullpunkt der Thermodynamik (0 K). Er liegt auf der Celsius-Skala bei –273,15 °C.
Es gilt also:
0 K = –273,15 °C bzw. 0 °C = 273,15 K
Beispiel für T = 373,15 K:
t = 373,15 K – 273,15 K = +100 °C.

1.2.7 Temperaturdifferenzen

Früher wurden Temperaturdifferenzen in der Einheit Grad (Einheitenzeichen grd) angegeben. Dieses ist nicht mehr zulässig. Temperaturdifferenzen müssen in Kelvin (K) ausgedrückt werden, z. B.:

$T_1 - T_2$ $= \Delta T$ = 500 K – 450 K = 50 K
$t_1 - t_2$ $= \Delta t$ = 100 °C – 50 °C = 50 K

1.2.8 Der Normzustand; das Normvolumen

Der Normzustand ist nach DIN 1343 ein durch Normtemperatur und Normdruck festgelegter Zustand eines festen, flüssigen oder gasförmigen Stoffes.

Er ist definiert durch die Normtemperatur T_n = 273,15 K bzw. t_n = 0 °C und den Normdruck p_n = 101325 Pa = 1,01325 bar (früher 1 atm).

Dieser aus der bisherigen physikalischen Atmosphäre (atm) hergeleitete Normzustand ist zu unterscheiden vom „technischen“ Normzustand, welcher sich aus der bisherigen technischen Atmosphäre (at) herleitet.

Der technische Normzustand ist definiert durch die Normtemperatur T_n = 293,15 K bzw. t_n = +20 °C und den Normdruck p_n = 98066,5 Pa = 0,980665 bar (früher 1 at).

Der aus der früheren physikalischen Atmosphäre hergeleitete Normzustand ist maßgeblich für die Definition des Normvolumens. Das Normvolumen V_n ist nach DIN 1343 das Volumen im Normzustand bei T_n = 273,15 K bzw. t_n = 0 °C und p_n = 101325 Pa = 1,01325 bar (früher 1 atm). Das stoffmengenbezogene (molare) Normvolumen des idealen Gases ist V_{mn} = 22,414 m³/kmol. Das Normvolumen ist also keine Einheit, sondern eine spezielle Größe, die z. B. in m³ zu messen ist.

Es ist nicht statthaft, die früher oft benutzten Einheitenzeichen wie z. B. Nm³ mit ihren Bezeichnungen wie „Normkubikmeter“ zu verwenden. Denn einerseits kann sich eine Einheit wie z. B. m³ nicht im Normzustand befinden und zum anderen ist der Buchstabe N als Einheitenzeichen für die Krafteinheit Newton festgelegt. Es wird empfohlen, folgende Schreibweise anzuwenden (Beispiele):

Volumen des Gases im Normzustand:

V = 1 m³ oder
V_n = 1 m³ oder
V = 1 m³ (0 °C, 1,01325 bar, trocken)

Das Volumen von 1 m³ eines trockenen Gases im Normzustand entspricht der Gasmenge von 26,9 · 10^{24} Molekülen.

1.2.9 Die wichtigsten Einheiten und ihre Umrechnung

	altes Maßsystem	SI-System
Kraft	Kilopond	Newton
	1 kp = 9,81 N	1 N = 0,102 kp
	1 kp ≈ 10 N	1 N ≈ 0,1 kp
Druck	Atmosphäre	Bar
	1 at = 0,981 bar	1 bar = 1,02 at
	1 at ≈ 1 bar	1 bar ≈ 1 at
mech. Energie	Kilopondmeter	Joule
	1 kpm = 9,81 J	1 J = 0,102 kpm
	1 kpm ≈ 10 J	1 J ≈ 0,1 kpm
Wärme	Kilokalorie	Kilojoule
	1 kcal = 4,2 kJ	1 kJ = 0,239 kcal
Leistung	Pferdestärke	Kilowatt
	1 PS = 0,736 kW	1 kW = 1,36 PS
Wärmestrom (Leistung)	Kilokalorie pro Stunde	Watt
	1 kcal/h = 1,16 W	1 W = 0,860 kcal/h

Durcheinander? Eine Zusammenfassung der wichtigsten Formeln und Umrechnungen finden Sie in Anhang 8.

1.3 Die Wärmeenergie

Die Wärmeenergie wird in Kilojoule (kJ) angegeben.
Die spezifische Wärme des Wassers c_p beträgt nach dem SI-System c_p = 4,1868 kJ/kg K, abgerundet

c_p = 4,2 kJ/kg K

Das heißt: ≈ 4,2 kJ sind nötig, um ein Kilogramm (1 kg) Wasser um ein Grad (1 K) in der Temperatur zu erwärmen.
Früher wurde diese Wärmemenge als eine Kilokalorie (1 kcal) bezeichnet. Für Umrechnungen von alten in neue Wärmeeinheiten gilt also 1 kcal = 4,1868 kJ abgerundet, allgemein:

1 kcal = 4,2 kJ

Wir werden im weiteren Verlauf nur mit den gesetzlich vorgeschriebenen SI-Einheiten arbeiten, auf älteren Wärmeerzeugern findet man jedoch noch die alte Einheit kcal.

Um uns mit der Wärmeenergie vertraut zu machen, unternehmen wir einen einfachen Versuch. Wir stellen einen Topf mit genau 1 kg Wasser auf das Feuer und führen so Wärme zu. Die Temperatur des Wassers messen wir mit einem Thermometer. Wenn die Temperatur des Wassers von 20 °C auf 40 °C, d. h. um 20 K (20 Grad) gestiegen ist, haben wir an Wärme zugeführt

20 · 4,2 = 84 kJ

Wenn wir 5 kg Wasser um 5 K, also z. B. von 20 °C auf 25 °C erwärmen, haben wir folgende Wärmeenergie zugeführt:

Menge		Erwärmung		spezifische Wärme	
5 kg	·	5 K	·	4,2 kJ/kg K	= 105 kJ

1.4 Wärmeinhalt und Verdampfungswärme

1.4.1 Wärmeinhalt des Wassers

Wieviel Wärme steckt nun z. B. in den 200 kg Wasser in unserer Badewanne, wenn das Wasser 40 °C hat?
Sind es die 200 · 25 · 4,2 = 21 000 kJ, die der Gasdurchlauferhitzer an das Wasser abgegeben hat, um es von der Zulauftemperatur von 15 °C auf 40 °C zu erwärmen? Wenn im Winter die Temperatur des Kaltwassers nur 10 °C beträgt, muss der Badeofen doch 200 · 30 · 4,2 = 25 200 kJ aufbringen, um das gleiche Ergebnis zu erreichen, nämlich 200 kg Wasser von 40 °C.

Will man zu einer einheitlichen Aussage – Wärmeinhalt – über den gleichen Sachverhalt – 200 kg Wasser von 40 °C – kommen, so muss man sich darüber einigen, bei welcher Wassertemperatur man mit der Messung der hineingesteckten Wärmemenge beginnt.

Da Wasser unterhalb 0 °C gefriert, hat man vereinbart, mit der Messung des Wärmeinhalts des (flüssigen) Wassers bei 0 °C zu beginnen. Um 1 kg Wasser von 0 °C auf 50 °C zu erwärmen, sind nach der Festlegung des Kilojoule 50 · 4,2 = 210 kJ nötig; der Wärmeinhalt von 1 kg Wasser von 50 °C beträgt daher nach der eben genannten Vereinbarung 210 kJ. Wasser von 90 °C hat einen Wärmeinhalt von 378 kJ/kg (Kilojoule je Kilogramm). Und in der Beurteilung des Badewassers kommen wir nun alle zu der gleichen Aussage: 200 kg Wasser von 40 °C haben einen Wärmeinhalt von 200 · 40 · 4,2 = 33 600 kJ.

Nach dieser Vereinbarung hat auch in die Wanne laufendes Wasser von 10 °C bereits einen Wärmeinhalt von 42 kJ je kg Wasser. Diese Wärmeenergie wurde z. B. von Sonne und Erdboden in das Schmelzwasser gesteckt, bis daraus 10 °C „warmes“ Wasser wurde. Da wir diesen Wärmeinhalt aber meist nicht ausnützen können, interessiert er uns hier so wenig wie die Wärmeenergie, die genau genommen auch bei Temperaturen unterhalb 0 °C in allen Stoffen steckt.

Wiederholen wir: *Bei der Berechnung des Wärmeinhalts wird stets von 0 °C ausgegangen.*

Was Sie soeben gelesen haben, kann auch als erste Lektion über wirtschaftliche Brennstoffverwendung betrachtet werden. Wenn Sie Kohle, Öl oder irgendeinen anderen Brennstoff verfeuern, um einen Stoff zu erwärmen, so werden Sie um so weniger Brennstoff benötigen, je wärmer dieser Stoff zu Anfang ist: Dem mit 10 °C zulaufenden Wasser mussten 25 200 kJ zugeführt werden, um die gewünschte Badetemperatur zu erreichen, während für das mit 15 °C ankommende Wasser nur 21 000 kJ nötig waren.

Wir wollen uns stets bewusst bleiben, dass die wirtschaftliche, d. h. sparsame Verwendung der Wärmeenergie eine Hauptaufgabe der Wärmetechnik ist. Unsere Betrachtungen

werden deshalb immer wieder zum Thema Energieeinsparung zurückkehren.

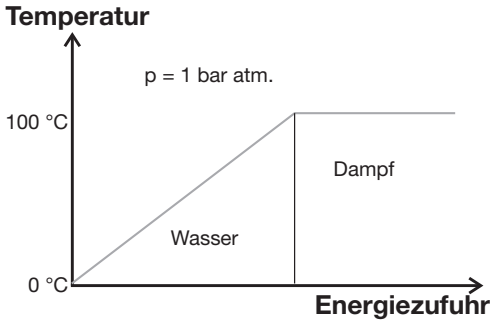
Doch jetzt geht's einen Schritt weiter: Wir heizen einen Dampfkessel, bis das Wasser zu sieden beginnt. Was geschieht nun?

1.4.2 Verdampfungswärme

Das kochende Wasser hat eine Temperatur von 100 °C, und es wird weitere Wärme von der Feuerung zugeführt. Diese Wärme verwandelt Wasser in Dampf.

Vorläufig wollen wir annehmen, dass unser Dampfkessel eine Öffnung hat wie etwa die Tülle beim Teekessel und dass der im Kessel erzeugte Dampf durch diese Öffnung austreten kann.

Unter diesen Umständen kann das Wasser nicht über 100 °C hinaus erhitzt werden, auch wenn immer mehr Wärme von der Feuerung auf das Wasser übertragen wird. Den Grund hierfür werden wir noch erklären. Die sozusagen überschüssige Wärme verwandelt jedoch einen Teil des Wassers in Dampf; ein Teil des Wassers ändert also, wie man sagt, seinen „Zustand". Am Teekessel hatten wir mit Hilfe der Thermometer bereits festgestellt, dass der Dampf die gleiche Temperatur hat wie das kochende Wasser.



Die Wärmeenergie, die lediglich Wasser verdampft ohne die Temperatur zu erhöhen, wird als „Verdampfungswärme" bezeichnet. Auf den Dampfkessel angewandt bedeutet dies, dass die zusätzliche Wärme, die nach Einsetzen des Siedens des Wassers noch zugeführt wird und Wasser in Dampf verwandelt, im Dampf als Verdampfungswärme enthalten ist.

Die Verdampfungswärme wird, wie auch jede andere Wärmemenge, in kJ angegeben.

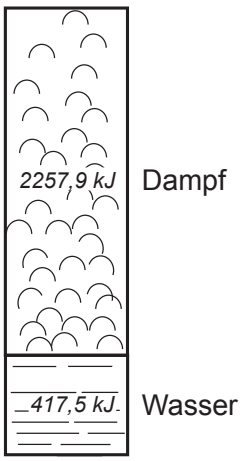
1.4.3 Wärmeinhalt des Dampfes

Anfangs wurde gesagt, dass Dampf ein guter Träger für Wärmeenergie sei. Das wollen wir nun näher untersuchen.

Wir haben festgestellt, dass der im Dampfkessel erzeugte Dampf Wärmeenergie in zwei Stufen aufgenommen hat: Wasserwärme bei der Erwärmung des Wassers bis zum Sieden und Verdampfungswärme bei der Verdampfung des Wassers. Der gesamte Wärmeinhalt des Dampfes setzt sich also zusammen aus dem Wärmeinhalt des siedenden Wassers und der Verdampfungswärme.

Misst man genau nach, so zeigt sich, dass zur Erwärmung von 1 kg Wasser von 0 °C auf 100 °C rund 417,5 kJ erforderlich sind; um dieses Kilogramm siedendes Wasser bei 100 °C zu verdampfen, müssen aber weitere 2257,9 kJ zugeführt werden.

Die Verdampfungswärme ist also sehr viel größer als der Wärmeinhalt des Wassers gleicher Temperatur.



In jedem kg Dampf, der hier eine Temperatur von 100 °C hat, stecken 417,5 kJ Flüssigkeitswärme und 2257,9 kJ Verdampfungswärme; der gesamte Wärmeinhalt des Dampfes von 100 °C beträgt somit 2675,4 kJ.

Bei jeder beliebigen Dampfmenge finden wir bei dieser Temperatur das gleiche Verhältnis vor. Wenn wir z. B. anstelle von 1 kg eine Dampfmenge von 100 kg betrachten, so brauchen wir lediglich die zuvor genannten Zahlen mit 100 zu multiplizieren: 100 kg Dampf von 100 °C haben einen Wärmeinhalt von 267 540 kJ, die sich aus 41 750 kJ Wasserwärme und 225 790 kJ Verdampfungswärme zusammensetzen.

Durch das Verdampfen wird also in dem entstehenden Dampf eine im Vergleich zur Wasserwärme große Energiemenge gespeichert, und die Tatsache, dass ein solch großer Teil des Gesamtwärmeinhaltes des Dampfes aus Verdampfungswärme besteht, hat große Bedeutung für die Auslegung und Handhabung der Dampfanlagen. Die Gründe hierfür werden wir im weiteren Verlauf des Buches, vor allem wenn von der Verwendung des Dampfes die Rede sein wird, leicht verstehen.

1.5 Dampfdruck und Dampfvolumen

Der Ausdruck „Atmosphäre" oder „atmosphärischer Druck" ist Ihnen sicherlich schon oft begegnet. Für den Fall, dass Sie seine Bedeutung noch nicht genau kennen, wollen wir eine Erklärung versuchen.

Luft wiegt zwar sehr wenig (ein Liter wiegt rund 1,3 Gramm), da aber die Luftschicht über dem Erdboden sehr dick ist, drückt sie doch mit großer Kraft auf den Erdboden und auf

alle Gegenstände, die sich dort befinden. Diese Kraft wirkt wegen der leichten Beweglichkeit der Luft in allen Richtungen in gleicher Stärke.
Welch große Kraft die Luft dabei tatsächlich ausübt, können Sie an den bekannten Saughaken im Badezimmer feststellen: Durch Andrücken an eine glatte Wand wird die Luft aus der Saugschale herausgedrückt. Jetzt drückt nur noch die Luft von außen gegen den Haken – und hält ihn mit beachtlicher Kraft an der Wand fest.

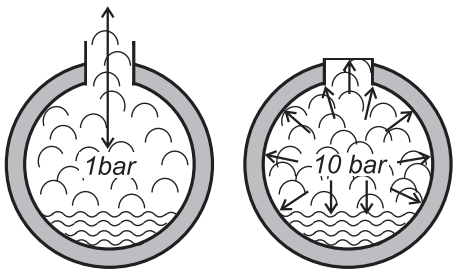
Da der Luftdruck so allgegenwärtig ist – zumindest auf der Erdoberfläche, wo sich immer noch der größte Teil des technischen Geschehens abspielt –, hat man ihn angenähert als Druckeinheit gewählt. *Aber:* Je nach Wetterlage schwankt der Luftdruck etwas; außerdem ist er auf einem Berg niedriger als im Tal, weil die über dem Berg liegende Luftschicht ja dünner ist. Als Einheit für Druckmessungen hat man deshalb im SI-System den Wert von 1 bar gewählt und genau festgelegt.

Solange in unserem Dampfkessel das angenommene Loch ist, drückt die Luft auch auf das Wasser im Kessel. Deshalb kann kaltes Wasser nicht kochen. Erhitzt man das Wasser aber, dann verdunstet es immer stärker, und bei 100 °C ist der Punkt erreicht, an dem das Verdampfungsbestreben des Wassers, der „Dampfdruck“, die Größe des Luftdrucks erreicht: Jetzt kann der Dampfdruck das Wasser gegen den Luftdruck auseinanderdrücken, so dass sich im Innern des Wassers Dampfblasen bilden; man sagt dann: das Wasser siedet oder kocht. (Bläschen, die sich beim Erhitzen des Wassers oder auch beim längeren Stehen kalten Wassers bilden, sind keine Dampfblasen, sondern bestehen aus Luft, die zuvor im Wasser gelöst war und bei der Erwärmung entweicht.)

Zur Klarstellung wollen wir die Daten kurz wiederholen:

Druck im Innern und außerhalb des Dampfkessels:	1 bar
Dampfdruck:	1 bar
Temperatur des Wassers im Dampfkessel:	100 °C
Temperatur des Dampfes:	100 °C

Nachdem die angenommene Öffnung in unserem Dampfkessel als Hilfsmittel zur Erklärung der Vorgänge bei atmosphärischem Druck gedient hat, ist ihr Zweck erfüllt, und wir lassen sie im folgenden weg. Wir erzeugen weiterhin Dampf im Kessel, bei dem nun jede Öffnung fehlt. Der Dampf kann also nicht mehr entweichen. Was passiert?

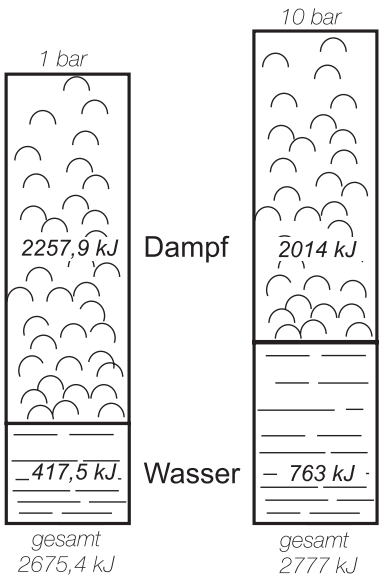


Der Dampfkessel ist jetzt ein geschlossenes Gefäß. Je mehr Dampf in diesem Gefäß erzeugt wird, desto höher wird der Druck im Gefäß werden, da der Dampf mehr Raum für sich beansprucht als das Wasser, aus dem er erzeugt wurde. Die Verhältnisse sind ähnlich wie beim Aufpumpen eines Fahrradreifens, nur dass dort die Luft mit Hilfe der Pumpe von außen eingedrückt wird. Wie die Luft im Reifen nach allen Seiten drückt, so drückt auch der Dampf nach allen Seiten: gegen die Innenflächen des Kessels und auf die Oberfläche des Wassers.

Diese beiden Punkte, zunehmender Dampfdruck und Wirkung des Druckanstiegs auf die Wasseroberfläche, sind der Anlass zu weiteren Vorgängen, die von Bedeutung für die praktische Verwendung des Dampfes sind. Genaugenommen helfen sie uns, den Dampf zu unserem größtmöglichen Nutzen einzusetzen.

Da jetzt der Druck auf die Wasseroberfläche gestiegen ist, wird das Sieden, d. h. die Dampfblasenbildung im Wasser, unterdrückt. Weiter zugeführte Wärme erhöht zunächst die Wassertemperatur und damit das Bestreben des Wassers, zu verdampfen, sozusagen den Dampfdruck im Innern des Wassers zu erhöhen, bis dieser größer ist als der auf die Wasseroberfläche wirkende Dampfdruck. Jetzt siedet das Wasser wieder, Wasser verdampft, der Dampfdruck über dem Wasser steigt, usw.

Die genauen Gründe für diese Vorgänge brauchen wir nicht zu erforschen. Wir müssen uns aber unbedingt merken, dass das Wasser unter höherem Druck bei höherer Temperatur siedet. Bei einem Druck von 10 bar beträgt die Siedetemperatur rund 180 °C. Um Wasser bei 10 bar zum Verdampfen zu bringen, muss es also erst einmal auf 180 °C erhitzt werden; dazu sind rund 763 kJ je kg Wasser erforderlich. Zum anschließenden Verdampfen sind bei 10 bar weitere 2014 kJ je kg Wasser nötig. Der Wärmeinhalt des Dampfes von 10 bar beträgt also 2777 kJ/kg.
Stellen wir dies wieder anschaulich dar, so erhalten wir folgendes Bild:



Allgemein gilt: Bei zunehmendem Dampfdruck wird der Gesamtwärmeinhalt größer, wobei aber die Wasserwärme steigt und die Verdampfungswärme abnimmt. Bei sinkendem Dampfdruck verringert sich der Gesamtwärmeinhalt bei einer stärkeren Abnahme der Wasserwärme und einer Zunahme der Verdampfungswärme.

Zum Schluss des Abschnitts 1.4 erwähnten wir, dass der große Anteil der Verdampfungswärme am Gesamtwärmeinhalt von besonderer Wichtigkeit ist. Wenn wir im Zusammenhang mit dem Dampfdruck einen Punkt besonders herausstellen möchten, dann ist es die Feststellung, dass die Verdampfungswärme je Kilogramm Dampf um so größer ist, je niedriger der Dampfdruck ist.

Der Dampfdruck wird nach dem SI-System in bar angegeben. Wenn kein Hinweis gegeben ist, wie z. B. p_e = … , ist darunter der absolute Druck zu verstehen. Das Manometer an einem Dampfkessel zeigt entsprechend seiner Konstruktion stets Überdrücke an, d. h. die Druckdifferenz (Überdruck) zum umgebenden Luftdruck. Diesen äußeren Luftdruck kann man mit dem Barometer messen, er wird meist in mbar (Millibar) angegeben, d. h. in tausendstel Bar. Wenn z. B. der Luftdruck 1010 mbar beträgt und das Manometer des Dampfkessels 3,2 bar anzeigt, beträgt der absolute Dampfdruck im Kessel

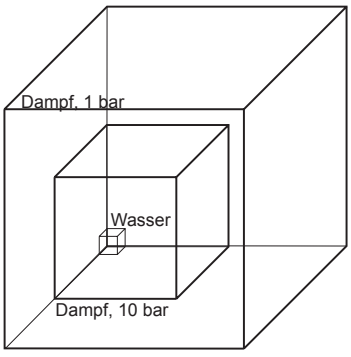
Barometer 1010 mbar	=	1,01 bar	Luftdruck
Manometer	=	3,2 bar	Dampfüberdruck
absoluter Dampfdruck	=	4,21 bar	

Der in bar angegebene Druck ohne Hinweis gilt als absoluter Druck, sonst ist z. B. zu schreiben p_e = 3,2 bar.

Bei nur angenäherten Messungen nimmt man den Luftdruck stets mit 1 bar an. Bei sehr genauen Messungen muss parallel zur Messung des Dampfüberdruckes der Luftdruck mit einem Barometer gemessen werden.

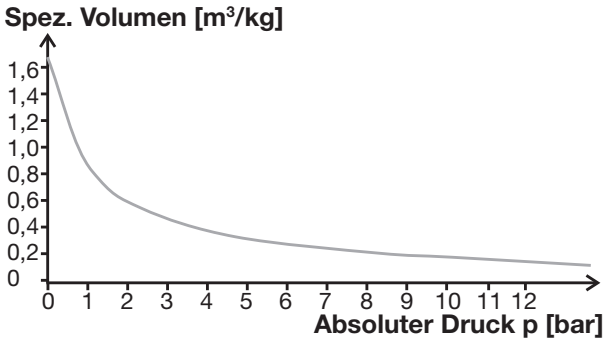
Von Vakuum oder Unterdruck spricht man dann, wenn der Druck in einem Raum geringer als der umgebende Luftdruck ist. Gemessen wird dies häufig mit einem Mano-Vakumeter, das z. B. einen Anzeigebereich von 2 bar über 0 bis –1 bar hat. Zur Ermittlung des absoluten Druckes ist wieder sinngemäß der äußere Luftdruck zu berücksichtigen. Überschlägig gilt bei Anzeige von 0,3 bar Unterdruck: absoluter Druck = 1 – 0,3 bar = 0,7 bar.

1.5.1 Wieviel Raum nimmt der Dampf ein?



Der Raum, den 1 kg Dampf einnimmt, hängt vom Druck ab. 1 kg Wasser hat, fast unabhängig vom Druck, einen Rauminhalt von 1 Liter. Verwandelt man dieses Kilogramm Wasser ganz in Dampf, so erhält man genau 1 kg Dampf, der aber viel mehr Platz beansprucht. Um zu zeigen, wie der Rauminhalt, das sogenannte „Volumen“ des Dampfes, sich mit dem Druck verändert, möchten wir zwei Beispiele anführen: Bei etwa atmosphärischem Druck von 1 bar, das Manometer zeigt 0 bar an, nimmt 1 kg Dampf einen Raum von etwa 1700 Liter ein. Bei einem Druck von 10 bar, das Manometer zeigt einen Dampfüberdruck von 9 bar an, hat 1 kg Dampf nur noch ein Volumen von 240 Liter.

In jedem Falle gingen wir von der gleichen Menge Wasser aus und setzten das Wasser vollständig in Dampf um. Wir stellten jedoch fest, dass das Volumen des Dampfes sich bei steigendem Druck verringert. Dies müssen wir uns gut merken, zusammen mit der Tatsache, dass Dampf stets sehr viel mehr Raum einnimmt als die gleiche Gewichtsmenge Wasser. Nur 1 Liter Wasser, bei Atmosphärendruck verdampft, ergibt eine große Dampfwolke. Diese Erscheinung wird uns später noch sehr beschäftigen.



Der Rauminhalt, das Volumen, wird vom Techniker häufig nicht in Liter sondern in Kubikmeter angegeben: 1 m³ (sprich: Kubikmeter) ist ein Volumen, das genau in ein Paket von 1 Meter Länge, 1 Meter Breite und 1 Meter Höhe passen würde. Sie kennen das sicher von den Holzfällern im Wald her: Die Stämme werden in Stücke von 1 m Länge geschnitten und dann in „Pakete“ von 1 m Breite und 1 m Höhe aufgeschichtet; so entsteht 1 Kubikmeter Holz. – Benötigt man ein wesentlich kleineres Raummaß, so verwendet man das Litermaß: 1000 Liter sind ebenso viel wie 1 m³.

1.6 Wärme und Temperatur

Die Begriffe „Wärme“ und „Temperatur“ sind ziemlich allgemein bekannt, ja beinahe so gut, dass man sie verwechselt. Bevor wir fortfahren, möchten wir daher die folgende Erklärung einfügen, um ganz sicher zu gehen, dass Ihnen der Unterschied zwischen Wärme und Temperatur geläufig ist.

Wärme ist das Zeug, das ein Ding wärmer macht oder verändert – die Temperatur zeigt dagegen an, wie dicht gedrängt die Wärme in dem „Ding“ sitzt: je dichter, desto heißer.
Ein Vergleich soll dies etwas deutlicher machen. Pumpen wir den Reifen eines Kinderrollers mit 30 Stößen einer Luftpumpe auf, so ist er bereits hart; geben wir die 30 Pumpenstöße jedoch in einen zuvor leeren Fahrradreifen, so wird der Reifen zwar rund, aber noch weich sein: Der Druck im Fahrradreifen ist bei gleichem Luftinhalt (30 Pumpenstöße) niedriger als im Rollerreifen.

„Pumpen“ wir in 10 Liter Wasser 420 kJ hinein, dann steigt die Temperatur um 10 Grad; „pumpen“ wir die 420 kJ jedoch in 1 Liter Wasser, dann steigt die Temperatur um 100 Grad, weil die gleiche Wärmemenge jetzt in einen kleineren Körper gesteckt wurde.

Sie können nun selbst ausrechnen, dass in Ihrer mit „kaltem“ Wasser gefüllten Badewanne sehr viel mehr Wärmeenergie steckt als in einem Topf kochenden Wassers, den Sie hineinschütten. Der Beweis: Sie müssen schon viele Töpfe voll heißen Wassers beigeben, bis das Wannenwasser merklich wärmer geworden ist.

Im „kalten“ Bodensee steckt also eine riesige Menge Wärmeenergie – aber die Natur hat dem menschlichen Ausbeutungsstreben einen Riegel vorgeschoben: Wärme geht bekanntlich nur von Körpern höherer Temperatur auf Körper niedrigerer Temperatur über, nicht umgekehrt. Nach dem, was wir vorhin zur Erklärung der Temperatur sagten, ist das ja auch verständlich: Die Wärme geht eben vom Körper stärkeren Wärmegedränges dorthin, wo sie mehr Platz hat. Und nur so lange wandert die Wärme, bis beide Körper die gleiche Temperatur haben.
Aus unserem Bild vom Gedränge wird auch verständlich, dass die Wärmeübertragung um so schneller vor sich geht, je größer der Temperaturunterschied ist.

Eine anfangs heiße Bettflasche wird zunächst rasch kühler, dabei das Bett erwärmend. Die Abkühlung geht dann, wegen der kleiner gewordenen Temperaturdifferenz, aber langsamer vor sich. Am nächsten Morgen haben Bettflasche und umgebende Betteile die gleiche Temperatur. (Nur wenn die Flasche herausfällt, wird sie kühler als das Bett!)

Die Aufheizung eines Behälters mit einer Dampfschlange geht zunächst rasch vor sich, wird dann aber immer langsamer. Die stündlichen Wärmeverluste einer Dampfleitung sind um so größer, je heißer die Dampfleitung ist.

1.7 Die Wasserdampftafel

Sie werden jetzt vielleicht denken, dass diese vielen Begriffe wie kJ, Druck, Volumen usw. Ihren Kopf selbst in einen Dampfkessel verwandeln. Nun, keine Angst, wir wollen dies vermeiden, soweit es in unserer Macht steht. Deshalb haben wir ein gedrucktes Gedächtnis für Sie bereit: Im Anhang 1 zu diesem Buch finden Sie eine Zusammenstellung der Fachausdrücke, die in diesem Buch erscheinen. So können Sie jederzeit rasch die Bedeutung eines auftauchenden technischen Begriffs nachlesen.

Während Ihnen die Fachausdrücke sicher bald geläufig werden, können Sie sich aber nicht die vielen Zahlenwerte für Druck, Temperatur und Wärmeinhalt von Wasser und Dampf merken. Deshalb finden Sie auf der nächsten Seite eine Zahlentafel, aus der Sie auf einen Blick die benötigten Zahlen entnehmen können. Diese Zusammenstellung wird *Dampftafel* genannt.

Für jeden Anfänger oder Fachmann, der mit Dampf umgehen muss, ist eine solche Dampftafel unentbehrlich. Aber auch für jene, die über den Dampf und all die Dinge, die man damit anstellen kann, soviel wie möglich wissen wollen, ist die Dampftafel von Nutzen.

Dampftafeln werden in verschiedenen Ausführungen gedruckt. Für Ihren eigenen Bedarf und für die Zwecke dieses Kurses enthält die beiliegende Tafel alle wichtigen Angaben.

Die Zahlen in den Dampftafeln sind übrigens nicht das Ergebnis ausgeklügelter Rechnungen, sondern das Resultat von Messungen, die an Wasser und Wasserdampf durchgeführt wurden.

Erschrecken Sie bitte nicht vor diesem „Zahlenfriedhof“. Wir werden die Anwendung der Tafel erläutern, so dass Sie sich langsam an ihren Gebrauch gewöhnen können. Zunächst muss aber die Bedeutung der acht verschiedenen senkrechten Zahlenreihen, kurz Spalten genannt, erklärt werden.

Die erste Spalte gibt den Überdruck p_e an, also den Wert, den uns das gewöhnliche Manometer an der Rohrleitung anzeigt. Zur Abkürzung verwendet man anstelle des Wortes *Druck* den Buchstaben *p*. Überdrücke unter 0 bar sind kleiner als der Luftdruck, also Vakuum. Die Werte setzen einen Luftdruck von 1 bar voraus und liegen deshalb um 1 bar niedriger als die absoluten Drücke.

Die zweite Spalte gibt den absoluten Druck in bar an, also den vom luftleeren Raum ausgehenden Druck.

Die dritte Spalte zeigt die Temperatur an, bei der Wasser unter dem zugehörigen Druck, Spalte 1 oder 2, siedet. Wie Sie wissen, hat der dabei entstehende Dampf genau die gleiche Temperatur. Diese Spalte gilt daher sowohl für Wasser als auch für Dampf. Die Temperatur wird in Grad Celsius (°C) gemessen; zur Abkürzung kann man den Buchstaben *t* verwenden.

Die vierte Spalte gibt den Wärmeinhalt des Wassers im Siedezustand an, der mit h' bezeichnet wird.

Die fünfte Spalte gibt die Verdampfungswärme Δh_v an, also diejenige Wärmemenge, die man in 1 kg Wasser der betreffenden Temperatur (Spalte 3) stecken muss, um es vollständig zu verdampfen. Hier fällt uns wieder auf, dass die Verdampfungswärme um so kleiner wird, je höher die Dampftemperatur steigt.

Die sechste Spalte entsteht durch Zusammenzählen der Werte der Spalten 4 und 5; Wärmeinhalt des Wassers und Verdampfungswärme ergeben zusammen den gesamten Wärmeinhalt h" oder die *Enthalpie* des Dampfes. – Da bei steigender Temperatur die Wasserwärme etwas mehr steigt als die Verdampfungswärme abnimmt, steigt die Enthalpie des Dampfes mit zunehmender Temperatur langsam an.

Die siebte Spalte enthält das spezifische, d.h. für 1 kg geltende Volumen des Dampfes. Während das Wasser fast nicht zusammendrückbar ist, sich aber bei steigender Temperatur ausdehnt und deshalb bei steigender Temperatur eine geringe Vergrößerung des spezifischen Volumens erfährt, nimmt das spezifische Volumen des Dampfes mit steigendem Druck sehr stark ab. – Das spezifische Volumen wird durch den Buchstaben *v* gekennzeichnet; für Wasser wird ein Strich angefügt: v', für Dampf zwei Striche: v".

Die achte Spalte nennt die Dichte des Dampfes, d.h. die Masse (in kg) von 1 m³ Dampf bei verschiedenen Drücken; es wird durch den griechischen Buchstaben ρ („rho“) abgekürzt. Je höher der Druck ist, je stärker also der Dampf verdichtet wurde, desto schwerer wird 1 m³ Dampf.

1.7.1 Wasserdampftafel (trocken gesättigter Wasserdampf)

Überdruck p_e [bar]	absoluter Druck p_{abs} [bar]	Sattdampf-temperatur t [°C]	Enthalpie Wasser h' [kJ/kg]	Verdampf.-wärme Δh_v [kJ/kg]	Enthalpie Dampf h" [kJ/kg]	Volumen Dampf v" [m³/kg]	Dichte Dampf ρ" [kg/m³]
Der Überdruck ist bezogen auf einen absoluten Umgebungs-druck von 1,0 bar	0,10	45,8	191,8	2393,0	2584,8	14,6700	0,0682
	0,20	60,1	251,5	2358,0	2609,5	7,6500	0,1307
	0,30	69,1	289,3	2336,0	2625,3	5,2290	0,1912
	0,40	75,9	317,7	2319,0	2637,0	3,9930	0,2504
	0,50	81,3	340,6	2305,0	2645,6	3,2400	0,3086
	0,60	86,0	359,9	2294,0	2653,9	2,7320	0,3660
	0,70	90,0	376,8	2283,0	2659,8	2,3650	0,4228
	0,80	93,5	391,7	2274,0	2665,7	2,0870	0,4792
	0,90	96,7	405,2	2266,0	2671,2	1,8690	0,5350
	1,00	99,6	417,0	2258,0	2675,0	1,6940	0,5903
0,10	1,10	102,3	429,0	2251,0	2680,0	1,5490	0,6456
0,20	1,20	104,8	439,0	2244,0	2683,0	1,4280	0,7003
0,30	1,30	107,1	449,0	2238,0	2687,0	1,3250	0,7547
0,40	1,40	109,3	458,0	2232,0	2690,0	1,2360	0,8091
0,50	1,50	111,4	467,0	2226,0	2693,0	1,1590	0,8628
0,60	1,60	113,3	475,0	2221,0	2696,0	1,0910	0,9166
0,70	1,70	115,2	483,0	2216,0	2699,0	1,0310	0,9699
0,80	1,80	116,9	491,0	2211,0	2702,0	0,9770	1,0235
0,90	1,90	118,6	498,0	2206,0	2704,0	0,9290	1,0764
1,00	2,00	120,2	505,0	2201,0	2706,0	0,8850	1,1299
1,50	2,50	127,4	535,0	2181,0	2716,0	0,7180	1,3928
2,00	3,00	133,5	561,0	2163,0	2724,0	0,6060	1,6502
2,50	3,50	138,9	584,0	2147,0	2731,0	0,5240	1,9084
3,00	4,00	143,6	605,0	2133,0	2738,0	0,4620	2,1645
3,50	4,50	147,9	623,0	2120,0	2743,0	0,4140	2,4155
4,00	5,00	151,8	640,0	2107,0	2747,0	0,3750	2,6667
4,50	5,50	155,5	656,0	2096,0	2752,0	0,3430	2,9155
5,00	6,00	158,8	670,0	2085,0	2755,0	0,3160	3,1646
6,00	7,00	165,0	697,0	2065,0	2762,0	0,2727	3,6670
7,00	8,00	170,4	721,0	2046,0	2767,0	0,2403	4,1615
8,00	9,00	175,4	743,0	2029,0	2772,0	0,2148	4,6555
9,00	10,00	179,9	763,0	2013,0	2776,0	0,1943	5,1467
10,00	11,00	184,1	781,0	1999,0	2780,0	0,1774	5,6370
11,00	12,00	188,0	798,0	1984,0	2782,0	0,1632	6,1275
12,00	13,00	191,6	815,0	1971,0	2786,0	0,1511	6,6181
13,00	14,00	195,0	830,0	1958,0	2788,0	0,1407	7,1073
14,00	15,00	198,3	845,0	1945,0	2790,0	0,1317	7,5930
15,00	16,00	201,4	859,0	1933,0	2792,0	0,1237	8,0841
16,00	17,00	204,3	872,0	1921,0	2793,0	0,1166	8,5763
17,00	18,00	207,1	885,0	1910,0	2795,0	0,1103	9,0662
18,00	19,00	209,8	897,0	1899,0	2796,0	0,1047	9,5511
19,00	20,00	212,4	909,0	1888,0	2797,0	0,0995	10,0503
20,00	21,00	214,9	920,0	1878,0	2798,0	0,0949	10,5374
24,00	25,00	223,9	962,0	1839,0	2801,0	0,0799	12,5156
25,00	26,00	226,0	972,0	1829,0	2801,0	0,0769	13,0039
29,00	30,00	233,8	1008,0	1794,0	2802,0	0,0666	15,0150
30,00	31,00	235,7	1017,0	1785,0	2802,0	0,0645	15,5039
39,00	40,00	250,3	1087,0	1713,0	2800,0	0,0498	20,0803
40,00	41,00	251,8	1095,0	1705,0	2800,0	0,0485	20,6186
49,00	50,00	263,9	1154,0	1640,0	2794,0	0,0394	25,3807
59,00	60,00	275,6	1214,0	1571,0	2785,0	0,0324	30,8642
69,00	70,00	285,8	1267,0	1506,0	2773,0	0,0274	36,4964
79,00	80,00	295,0	1317,0	1443,0	2760,0	0,0235	42,5532
89,00	90,00	303,3	1364,0	1381,0	2745,0	0,0205	48,7805
99,00	100,00	311,0	1408,0	1320,0	2728,0	0,0180	55,5556
149,00	150,00	342,1	1611,0	1004,0	2615,0	0,0103	97,0874
199,00	200,00	365,7	1826,0	592,0	2418,0	0,0059	169,491
220,00	221,00	374,2	2107,0	0,0	2107,0	0,0032	312,500

Zur Erläuterung wollen wir uns aus der Tafel einige Beispiele herausgreifen. Bei einem Überdruck von 5 bar oder absoluten Druck von 6 bar siedet das Wasser bei 158,8 °C. Bei diesem Druck und dieser Temperatur hat 1 kg Wasser einen Wärmeinhalt h" von 670 kJ, d. h. diese Wärmemenge wird zur Erwärmung von 0 °C auf 158,8 °C benötigt; um es zu verdampfen, sind weitere 2085 kJ aufzubringen, und der so erzeugte Dampf hat einen Wärmeeinheit von 2755 kJ. Das spezifische Volumen dieses Dampfes beträgt 0,316 m³/kg.

Im zweiten Beispiel soll uns die Dampftafel sagen, was passiert, wenn wir die Ventile vor und hinter einem Dampfapparat, etwa einem Lufterhitzer, zudrehen und den Apparat auf 80 °C abkühlen lassen. In Spalte 3 suchen wir 80 °C; da dieser Wert nicht angegeben ist, nehmen wir den naheliegenden Wert 81,3 °C. Daneben steht in Spalte 2 der Druck 0,5 bar, während Spalte 1 keine Angabe enthält, weil „Vakuum" herrscht. Durch das Abkühlen ist der Druck in unserem Apparat also unter den Luftdruck gefallen! Wenn wir ein nach außen führendes Ventil öffnen, strömt Luft in den Apparat hinein.

Schließlich wollen wir noch einen Blick auf die letzte Zeile der Tafel werfen. Die Verdampfungswärme (Spalte 5) nimmt mit steigendem Druck immer mehr ab und wird bei einem absoluten Druck von 221,2 bar / 374 °C null, d. h. das Wasser geht ohne Zufuhr weiterer Wärme in Dampf über. Oberhalb 374 °C gibt es also nur noch überhitzten Dampf, kein flüssiges Wasser mehr.

Die horizontalen Linien zwischen den Zahlenreihen der Dampftafel sollen lediglich das Einhalten der Zeilen beim Zahlensuchen erleichtern.

Drucktafel wird unsere Dampftafel genannt, weil in der ersten Spalte Drücke stehen. Nach glatten Zahlenwerten der Temperatur geordnete Dampftafeln nennt man entsprechend *Temperaturtafeln*.

Schließlich sind wir noch eine Erklärung schuldig für den Fall, dass Sie die Dampftafel ganz genau studiert haben. Im Abschnitt 1.3 haben wir das Kilojoule und die spezifische Wärme des Wassers c_p = 4,1868 kJ/kg K vorgestellt. Wenn Sie den Wert für einen absoluten Druck von 6 bar kontrollieren, finden Sie

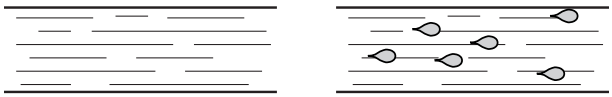
h = 670 kJ/kg bei t = 158,8

c_p = 670 / 158,8 = 4,2191 kJ/kg K

Die spezifische Wärme des Wassers ist also nicht konstant, sondern verschieden groß, je nachdem, ob das Wasser von 10 auf 11 °C oder von 149 auf 150 °C erwärmt wird. Wenn man für Berechnungen die genauen Werte für die Wärmeinhalte von Wasser benötigt, müssen diese den Wasserdampftafeln entnommen werden.

1.8 Verschiedene Dampfarten

Bisher haben wir immer nur von *Dampf* gesprochen und damit Sattdampf gemeint, das ist Dampf, der in unmittelbarer Berührung mit Wasser steht. Auch unsere Dampftafel bezieht sich, wie ihre Überschrift besagt, auf den Sättigungszustand, d. h. sie gilt für Sattdampf. Von diesem Sattdampf der Dampftafel wird außerdem angenommen, dass er „trocken" ist, d. h. dass er keine Wassertröpfchen enthält.

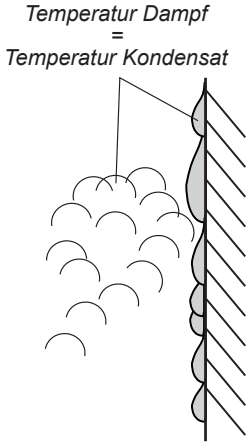


In der Praxis ist Dampf meist ein wenig „feucht", d. h. er enthält Wasserteilchen, weshalb er auch *Nassdampf* genannt wird – oder der Dampf ist mehr oder weniger überhitzt: Wird der aus dem Kessel kommende Dampf vom Wasser getrennt und wird ihm weiter Wärme zugeführt, so verdampft zunächst das etwa mitgerissene Wasser, der Dampf wird trocken. Sobald alles Wasser verdampft ist, führt weiter hineingesteckte Wärme zu einer Temperaturerhöhung, der Dampf wird „überhitzt". Jetzt liegt die Dampftemperatur höher als die Sättigungstemperatur, sie folgt nicht mehr der Sattdampfkurve.

Auf den ersten Blick möchte man annehmen, dass überhitzter Dampf besser ist als Sattdampf, weil er sicher trocken ist und mehr Wärme enthält als der Sattdampf. In manchen Fällen ist das richtig. Zur Beheizung mit Dampf eignet sich Sattdampf jedoch meistens viel besser, wie wir später (Kapitel 6) sehen werden. Solange wir guten Betriebsdampf vor uns haben, bei dem Wassergehalt oder Überhitzung gering sind, können wir bedenkenlos die Werte der Dampftafel für unsere Rechnungen benutzen. Nur bei stärkerer Überhitzung oder sehr nassem Dampf müssen wir Berichtigungen vornehmen, um Fehler zu vermeiden.

Im nächsten Abschnitt werden wir uns mit dem Dampf befassen, nachdem er den Kessel verlassen hat. Es wird dann in der Hauptsache um die Kondensation des Dampfes und die Verwendung der Dampfwärme in der Praxis gehen.
Im ersten Teil dieses Kapitels vermittelten wir einen Überblick über die physikalischen Grundlagen von Dampf. Nun kommen wir zu der Frage: Was tun mit dem Dampf? Der Dampf, den wir hergestellt haben, ist ein Wärmespeicher. Wir wollen nun sehen was passiert, wenn wir den Dampf für uns arbeiten lassen.

1.9 Kondensation des Dampfes



Sattdampf kann Wärme nur abgeben, indem er kondensiert. Halten Sie Ihren Finger kurz in den Dampfstrom, der aus einem Topf mit kochendem Wasser aufsteigt: Der Finger wird etwas schmerzen, weil der Dampf ihn erwärmt – und der Finger wird nass, weil der Dampf bei der Wärmeabgabe an den Finger *kondensiert*, d. h. sich wieder in Wasser verwandelt. Für einen kurzen Augenblick war das Wasser siedend heiß, aber es kühlt sich dann rasch durch Wärmeabgabe an Finger und Luft ab, und wenn Sie das Wasser am Finger mit der anderen Hand befühlen, ist es nur noch mäßig warm.

Insgesamt ist an Ihrem Finger die Geschichte der Dampferzeugung rückwärts abgelaufen: Der Dampf gibt die Verdampfungswärme ab und wird dabei zu Wasser von genau der gleichen Temperatur wie sie der Sattdampf hat. Dann gibt das Wasser Wärme ab und wird dabei kühler.

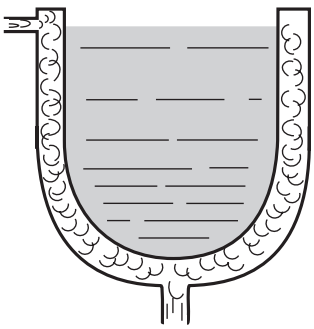
Da Wasser von 100 °C, das soeben aus kondensierendem Dampf entstanden ist, genau den gleichen Wärmeinhalt hat wie das Wasser, das bei 100 °C im Dampfkessel siedet (siehe Dampftafel), muss der kondensierende Dampf genau die Verdampfungswärme abgeben, um zu Wasser zu werden, nicht mehr und nicht weniger. Bei 100 °C werden also nach Spalte 5 der Dampftafel 2258 kJ je kg Dampf abgegeben. Das Gleiche gilt für die Abkühlung des Wassers: Bei Abkühlung von 100 °C auf 36 °C wird genau so viel Wärme abgegeben wie bei Erhitzung von 36 °C auf 100 °C hineingesteckt werden muss (rund 64 · 4,2 = 269 kJ).

Wir merken uns also: Bei der Kondensation wird der Dampf in Wasser von genau gleicher Temperatur zurückverwandelt (aus Dampf von 170 °C wird Wasser von 170 °C!); dabei wird genau die zur jeweiligen Temperatur laut Dampftafel gehörende Verdampfungswärme frei.

Das durch die Kondensation des Dampfs entstehende Wasser nennt man Kondenswasser oder einfach *Kondensat*.

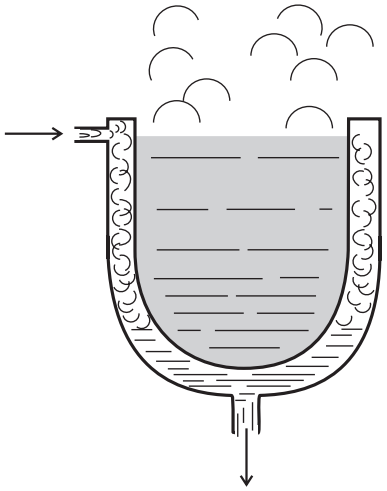
1.9.1 Kondensat im Dampfraum

Nehmen wir einmal an, wir müssen für viele Menschen Suppe kochen. Kochtöpfe sind nicht besonders groß. Wir benutzen daher Gefäße, die zum Kochen großer Mengen Suppe, Marmelade etc. verwendet werden. Es sind dies große Kessel, die durch Dampfmäntel, die sie umschließen, geheizt werden.



Die Suppe befindet sich im Kochkessel, wir lassen Dampf in den Mantel einströmen. Der Dampf gibt seine Verdampfungswärme ab, zunächst an die Mantelwand des Kessels und dann an die Suppe. Das heiße Kondensat läuft an der Wand des Mantels nach unten und sammelt sich im Mantelboden. Wenn wir es im Boden beließen, würde das Wasser im Mantel steigen; dadurch würde der für den Dampf verfügbare Raum immer kleiner werden. Schließlich wäre der Mantel mit Wasser bis oben gefüllt und für den Dampf wäre kein Platz mehr vorhanden.

Das wäre natürlich schlecht, denn nun würde trotz offenem Dampfventil nicht weiter geheizt, und durch die Wärmeverluste an die Umgebung würde die Suppe samt Kochkessel und Kondensat schließlich kalt werden. Tatsächlich kann dieser Fall in der Praxis bei allen Arten von Dampfanlagen gelegentlich auftreten, seien es Kochkessel, Bügelmaschinen, Lufterhitzer oder chemische Reaktionsgefälle. Wenn eine Anlage derart „absäuft“, weiß der Betriebsmann, dass etwas nicht in Ordnung ist. Das „Gewusst wo“ soll Ihnen dieses Buch vermitteln.



Im vorliegenden Fall wissen Sie sicher Abhilfe: Das Kondensat muss aus dem Dampfraum entfernt werden. Dies gilt aber nicht nur für den Kochkessel. Durch Wärmeverluste entsteht auch in der Dampfleitung Kondensat – auf Ausnahmen werden wir später eingehen – das den Dampfstrom behindert und durch das Auftreten von Wasserschlägen sogar zur Zerstörung von Leitungen und Armaturen führen kann, wenn es nicht sachgemäß entfernt wird. Kurz: Zu jeder Dampfanlage gehören gut funktionierende Vorrichtungen zur Kondensatableitung.

1.10 Wärmeübergang

Kehren wir zum Kochkessel zurück. Selbst bei laufender Entwässerung des Mantels kann es Momente geben, in denen der kondensierende Dampf im Mantel mehr Wasser bildet als durch das Ablaufloch abfließt. In diesem Augenblick sammelt sich am Boden des Mantels Kondensat, das auf die Abführung wartet. Der Mantel ist dann teilweise mit Kondensat angefüllt.

Das Kondensat hat zunächst Siedetemperatur, d. h. es ist genau so warm wie der Dampf, der in den Mantel eingeleitet wird. Wenn dem so ist, warum soll man dann aber das Kondensat möglichst schnell aus dem Mantel abführen? Ist es nicht genau so nützlich zur Erwärmung der Suppe wie der Dampf?

Nein, aus mehreren Gründen nicht: Wasser gibt Wärme nicht so leicht ab wie Sattdampf. Wenn Sattdampf Wärme abgibt, wird er zu Wasser, wie Sie ja wissen. Sie wissen aber auch aus Abschnitt 1.5, dass Wasser ein viel kleineres Volumen einnimmt als der Dampf. Bei der Kondensation entsteht deshalb ein Hohlraum, in den sofort Dampf nachströmt. Der Wärmeträger Dampf strömt also sozusagen automatisch an die Stelle, an der Wärme gefordert wird. Beim Wasser ist das aber nicht der Fall: Es bleibt verhältnismäßig lange an der Stelle stehen, an der es Wärme abgibt. Wärmenachschub von wärmerem Wasser muss erst die bereits kühlere Wasser-

schicht durchlaufen, ehe er an das zu beheizende Gut gelangt. Man sagt, der Wärmeübergang von Wasser auf andere Stoffe ist schlechter als der Wärmeübergang von Dampf auf andere Stoffe. Nach dem Gesagten werden Sie verstehen, dass dies auch gilt, wenn Dampf und Wasser gleiche Temperatur haben.

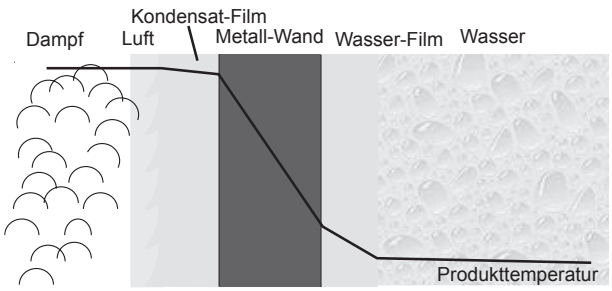
Bei der gleichen Temperatur bleibt es jedoch nicht. Dampf behält beim Kondensieren seine Temperatur bei und gibt viel Wärme ab, Wasser (Kondensat) hat viel weniger Wärmeinhalt – vgl. Bilder Kapitel 1.5 – und kühlt sich bei der Wärmeabgabe ab. Das Wasser wird also rasch (wegen des geringeren Wärmeinhaltes) kälter. Dadurch wird auch der Temperaturunterschied zwischen Kondensat und Suppe kleiner. Auch aus diesem Grund wird der Wärmeübergang schlechter, d. h. die Suppe wird vom Kondensat langsamer erwärmt als vom Dampf. Wenn man also nicht viel Zeit zur Verfügung hat – und wer hat heutzutage schon Zeit – dann muss das Kondensat schnellstens aus dem Kochkessel entfernt werden.

Was danach mit dem heißen Kondensat geschieht, das wird uns später noch sehr eingehend beschäftigen. Vorläufig wollen wir die Vorgänge im Kochkessel weiter beobachten, denn die Tatsachen, die wir dabei feststellen, sind von größter Bedeutung für jeglichen Umgang mit Dampf und Kondensat.

1.11 Die Heizfläche

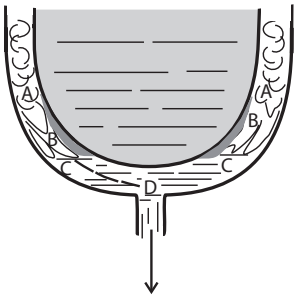
Die Trennwand zwischen dem heizenden Stoff und dem beheizten Stoff nennt man „Heizfläche“. Sie verstehen sicherlich, dass um so mehr Wärme übertragen wird, je größer unter sonst gleichen Bedingungen die Heizfläche ist.

Um aus dem Dampf möglichst viel Wärme so schnell wie möglich herauszuholen und auf die Suppe zu übertragen, muss aber jeder Quadratzentimeter dieser Heizfläche bestens ausgenutzt sein.



Was wir als Heizfläche bezeichnet haben, ist in den Zeichnungen der Kochkessel auf der vorigen Seite durch eine dicke Linie gekennzeichnet. Im ersten Bild ist alles Kondensat aus dem Mantel entfernt, die Heizfläche wird mantel-seitig nur von Dampf berührt. Steht dagegen Kondensat im unteren Teil des Heizmantels ist die vom Dampf berührte Fläche kleiner; die restliche Heizfläche wird vom Kondensat beheizt, das seine Sache viel schlechter macht als der Dampf, wie wir im vorhergehenden Abschnitt erfuhren. Die Heizfläche ist jetzt gewissermaßen geteilt: Ein Teil bringt guten Wärmeübergang, der andere Teil ist „abgesoffen“ und trägt nur unbefriedigend zur Beheizung der Suppe bei. Man sagt deshalb, durch den Kondensatstau sei die wirksame Heizfläche kleiner geworden. Der Kochkessel im zweiten Bild braucht zur Erwärmung der Suppe länger als der erste gezeigte Kessel.

Unsere frühere Behauptung, dass sich das Kondensat im Heizmantel rasch abkühlt, wollen wir anhand des folgenden Bildes und einiger Zahlen nochmals prüfen.



Diese Zeichnung stellt die Verhältnisse im Dampfmantel unseres Kochkessels etwas deutlicher dar. Das Kondensat hat im Augenblick des Entstehens die gleiche Temperatur wie der Dampf. Da es durch die Heizfläche Wärme an die kalte Suppe abgibt, kühlt sich das Kondensat ab. Der Dampf berührt aber nur an den Stellen A, B und C das angesammelte Kondensat. Dort kann der Dampf das Kondensat auf (fast) Siedetemperatur halten; bei D wird die Wärme vom Kondensat jedoch viel schneller an die Suppe abgegeben, als sie wegen des längeren Weges von C nach D gelangt. Bei D wird sich das Kondensat also stärker abkühlen.

Betrachten wir einmal die Zahlen. Angenommen, Dampf und Kondensat haben einen Überdruck von 1,5 bar. Der Dampf wie auch das Kondensat bei A, B und C haben dann laut Spalte 3 der Dampftabelle eine Temperatur von rund 127 °C. Nehmen wir ferner an, die Suppe sei bereits auf 70 °C erhitzt.

Der Dampf gibt beim Kondensieren 2181 kJ/kg ab. Das Kondensat hat bei 127 °C einen Wärmeinhalt von 535 kJ/kg. Es kann sich nicht weiter als bis zur Suppen-Temperatur abkühlen, wo es einen Wärmeinhalt von 293 kJ/kg hat. Aus jedem kg Kondensat können wir also bestenfalls noch 535 – 293 = 242 kJ herausholen. Dafür geht diese Wärme viel langsamer auf die Suppe über, denn während an der dampfbenetzten Heizfläche überall etwa 127 °C herrschen, beträgt die Kondensattemperatur im Mittel bestenfalls etwa 100 °C. Der Temperaturunterschied zwischen Kondensat und Suppe beträgt also nur etwa 30 Grad.

Sowohl der Temperaturunterschied zwischen Suppe und Kondensat als auch die aus dem Kondensat herausholbare Wärmemenge wird um so kleiner, je heißer die Suppe wird. Dazu kommt noch die Tatsache, dass die Wärme vom Kondensat langsamer abgegeben wird als vom Dampf (siehe Abschnitt Kapitel 6).

Wenn man also die Suppe möglichst schnell erhitzen soll, die allermeisten Dampfapparaturen sollen möglichst schnell möglichst viel leisten, dann lohnt es sich nicht, wegen der 242 aus dem Kondensat herausholbaren Kilojoule eine beträchtliche Verlangsamung des Erwärmungsvorgangs in Kauf zu nehmen.

Dies ist aber noch nicht alles, was wir von unserem Kochkessel lernen können.

1.12 Der Wasserfilm

Kehren wir zum vorletzten Bild zurück. Wenn der Dampf mit der kälteren Metallfläche in Berührung kommt, gibt er seine Verdampfungswärme ab und kondensiert. Dabei schlägt sich das Wasser als dünne Schicht auf der Metallfläche nieder. Sobald diese Schicht dicker wird, beginnt das Wasser an der Wand herunterzulaufen.

Beide Vorgänge können Sie im Winter z. B. an den Fensterscheiben oder einer Autoscheibe beobachten: Wenn mehrere Menschen in einem Auto fahren, das nicht gut belüftet ist, schlägt sich der von den Insassen ausgeatmete Wasserdampf an den Scheiben nieder, er kondensiert dort. Die Wasserschicht wird immer stärker, bis schließlich dicke Tropfen an der Scheibe herunterlaufen.

Während der Kondensation des Dampfes ist die Heizfläche dampfseitig also mit einer dünnen Schicht Kondensat, mit einem Wasserfilm bedeckt.

Zu Beginn dieses Buches wurde erwähnt, dass Wasser die Wärme schlechter abgibt als Dampf, weil die Wärme nur ziemlich langsam durch eine Wasserschicht wandern kann. Seit langem ist bekannt und durch Messungen bewiesen, dass eine Wasserschicht von z. B. nur ¼ mm Stärke dem Wärmedurchgang etwa den gleichen Widerstand entgegensetzt wie eine Stahlwand von 17 mm Stärke oder wie eine 135 mm dicke Kupferplatte! Zur Erzielung eines guten Wärmedurchganges ist es demzufolge sehr wichtig, dafür zu sorgen, dass der Kondensatfilm an der Heizfläche dünn bleibt – dies ist für den Wärmedurchgang sogar wichtiger als die Frage, ob die Trennwand aus Kupfer oder Stahl besteht.

Ein Wasserfilm an der Heizfläche ist also schlecht – und zwar um so schlechter, je dicker er ist. Dick wird der Wasserfilm vor allem dort, wo das Wasser schlecht ablaufen kann, also z. B. an waagerechten Wänden. Aber auch an Stellen, die wenig Dampfbewegung zu spüren bekommen, wird das Kondensat dicker an der Heizfläche hängen, denn eine kräftige Dampfströmung bläst das Wasser von der Heizfläche ab. Aus diesem Grund ist in unserem Bild bei A und B eine – übertrieben – dicke Wasserschicht an der Heizfläche gezeichnet. Dort wird ja wenig Dampf kondensiert, deshalb ist der Dampfstrom geringer; dadurch wächst der Kondensatfilm an der Heizfläche, demzufolge wird weniger kondensiert; der Dampfstrom wird weiter geringer usw. Sie sehen, der Wärmedurchgang und damit die Leistung unseres Kochkessels wird zwangsläufig kleiner, wenn wir das Kondensat nicht richtig ableiten.

Der Kondensatfilm hat an dieser Stelle die gleiche Wirkung wie der Topflappen, mit dem die Hausfrau den heißen Kochtopf anfasst: Er verringert den Wärmeübergang. Und: Wie der Topflappen besser schützt, wenn er doppelt genommen wird, so behindert auch der Kondensatfilm den Wärmeübergang um so mehr, je dicker er ist. Gleiches gilt natürlich auch für andere wärmehemmende Stoffe wie z. B. Schmutzschichten oder Luft.

Leider wird diese äußerst wichtige Tatsache in der Praxis oft nicht beachtet: Ungünstige Dampfführung im Apparat, verschmutzte Heizflächen, schlechte Entwässerung, Vernachlässigung der Entlüftung etc. sind kleine Sünden, die unglaublich viel Geld kosten; denn die Verhältnisse im Suppenkessel, den wir hier ja nur als Beispiel anführten, treten in vielen anderen dampfbeheizten Betriebsanlagen auf. Wir werden noch oft darauf zurückkommen.

1.13 Anlaufvorgang und Dauerzustand

Als wir die Suppe in den Kochkessel brachten, war alles noch kalt. Der später einströmende Dampf musste zuerst das Metall des Kessels erwärmen, dann konnte das Erwärmen der Suppe beginnen.

In diesem ersten Stadium ist der Temperaturunterschied zwischen dem heißen Dampf und dem kalten Metall bzw. der kalten Suppe am größten, mit zunehmender Erwärmung der Suppe wird er kleiner. Deshalb wird anfangs in jeder Minute mehr Wärme übertragen, mehr Dampf kondensiert und mehr Kondensat gebildet als später, wenn die Suppe kocht. Dieses erste Betriebsstadium wird der „Anlaufvorgang“ genannt.

Sobald das Metall des Kessels angewärmt und die Suppe wärmer geworden ist, verändern sich die Bedingungen. Der Temperaturunterschied zwischen dem Dampf und der Suppe verringert sich laufend und die Geschwindigkeit des Wärmeflusses verlangsamt sich entsprechend. Der Dampfverbrauch lässt nach, und in gleichem Maße wird auch die in jeder Minute anfallende Kondensatmenge kleiner.

Wenn die Suppe schließlich kocht und deshalb ihre Temperatur nicht mehr verändert, ist der Anlaufvorgang abgeschlossen und der Dauerzustand erreicht.

Warum es unbedingt erforderlich ist, diese wechselnden Bedingungen einer Dampfbeheizung richtig einzukalkulieren, wird etwas später erklärt werden.

1.14 Wärmeverluste

Bitte werfen Sie erneut einen Blick auf unsre Kochkessel in Kap. 1.11. Bisher war unser ganzes Interesse auf den Übergang der Wärme vom Mantel auf die Suppe gerichtet. Was gibt es sonst noch zu berücksichtigen?

Der Dampf gibt seine Wärme überall ab, wo er auf kältere Stoffe stößt. Dies ist manchmal von Vorteil, sehr oft aber von Nachteil. Vorteilhaft ist dies z. B. bei der Heizschlange eines Warmwasserbereiters, wo die Wärme nach allen Seiten hin verwendet werden kann, von Nachteil aber bei Einrichtungen wie dem Suppenkessel, wo die Wärme nur nach einer Richtung, nämlich zur Suppe hin, benötigt wird.

Als der Dampf in den Mantel des Kochkessels strömte, erwärmte er nicht nur die Heizfläche, sondern auch die äußere Hülle des Kochkessels, und diese erwärmte wiederum die umgebende Luft. Dieser Vorgang ist uns aus der Praxis des täglichen Lebens ja geläufig. Alle Wärme aber, die der Dampf abgibt, ohne damit die Suppe zu erwärmen, ist für den Kochprozess verloren, bedeutet Wärmeverlust.

Das schlimmste kommt aber erst: Während der Wärmeübergang von Dampf an die Suppe beim Aufheizvorgang immer geringer wird, sorgt die Luftbewegung um den Kessel dafür, dass der Temperaturunterschied zwischen Dampf und Luft

etwa gleich groß bleibt. Die Wärmeverluste nach außen bleiben also annähernd unverändert.

Wie groß sind diese Wärmeverluste? Die Antwort hängt natürlich sehr von der Größe und von der Gestaltung des Apparates ab. Man kann die Verluste anhand der anfallenden Kondensatmenge aber ermitteln, und wenn wir für unseren Suppenkessel die stündlichen Verluste nach außen mit dem Wärmeinhalt von etwa 10 kg Dampf ansetzen, haben wir einen praxisnahen Wert für unsere weiteren Überlegungen.

Nehmen wir an, die Erzeugung einer Tonne Dampf (1000 kg) koste etwa 30 €. Der obengenannte Verlust von 0,01 t oder 0,3 € je Stunde mag Ihnen vernachlässigbar klein erscheinen. Für die Betriebsküche stimmen wir auch zu (falls es den ohnehin geplagten Köchen nicht zu heiß wird). Rechnen wir dagegen einmal den jährlichen Verlust in der Marmeladenkocherei einer Konservenfabrik aus: Es seien 30 Kochkessel in Benutzung, täglich 8 Stunden an 250 Tagen im Jahr; das sind jährlich 30 · 8 · 250 = 60 000 Kocherstunden. Setzen wir den stündlichen Verlust wieder zu 0,3 € an, so beläuft sich der jährliche Verlust auf 18 000 €. Wenn wir davon durch geeignete Maßnahmen $^2/_3$ einsparen, sind das immerhin jährlich 12 000 €. Die technischen Verbesserungen dürften deshalb pro Kessel 400 € kosten, wenn sie sich schon in rund einem Jahr bezahlt machen sollen.

In Wirklichkeit ergäbe sich noch ein günstigeres Ergebnis, weil die gleichen Maßnahmen, die zur Verringerung der Wärmeverluste führen, auch den Kochvorgang beschleunigen. Es ergäben sich daher beträchtliche weitere Einsparungen durch Verringerung der Kosten für Maschinen und Arbeitskräfte.

1.15 Senkung der Wärmeverluste

Was sind nun aber „geeignete Maßnahmen“, mit denen solch verlockende Einsparungen erzielt werden können?

Wenn wir im Winter frieren, verringern wir die Wärmeverluste unseres Körpers dadurch, dass wir einen Mantel anziehen. Genauso verfahren wir mit den Rohren und Apparaten einer Dampfanlage: Wir versehen sie mit einem Isoliermantel, mit einer Isolation. Diese besteht im allgemeinen aus einem Material, das möglichst viel Luft so enthält, dass sich die Luft möglichst wenig bewegen kann. Die Isolierwirkung derartiger Stoffe beruht auf der sehr schlechten Wärmeleitung durch ruhende Luft. Nehmen Sie ein solches Stück Isoliermaterial, z. B. Styropor, fest in die Hand; schon nach wenigen Sekunden wird es Ihnen warm erscheinen, weil die im Isolierstoff eingeschlossenen Luftbläschen die Wärme der Hand nur sehr schlecht durchlassen, während die Zimmerluft die Wärme schneller wegträgt. Fassen Sie dagegen ein Eisenstück von Zimmertemperatur an, so erscheint es Ihnen kalt, weil Metalle die Wärme sehr gut durchlassen.

Zu einer guten Isolation gehört also gutes Isoliermaterial – aber auch eine gute Ausführung bzw. ein guter Zustand der Isolierung. Eine feucht gewordene Rohrisolierung wäre schlechter als gar keine, weil das feuchte Material die Wärme besser von der Rohroberfläche ableitet und wegen seiner großen Oberfläche auch besser an die Umgebungsluft abgibt, als es das nackte Rohr täte. Wir umgeben also die Wärme überall dort, wo sie nicht durchdringen soll, mit einer „Dornenhecke“.

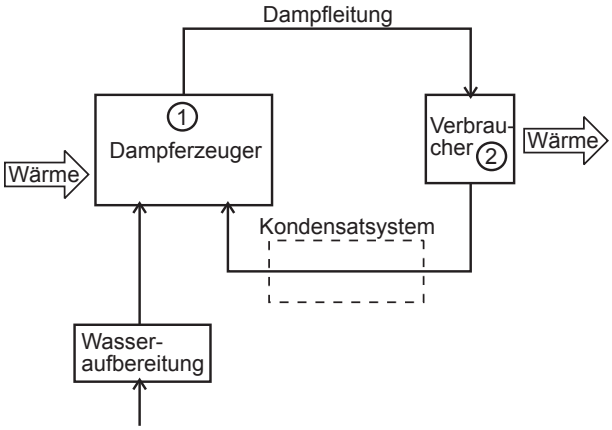
Es gibt aber noch eine weitere Möglichkeit, die Wärmeverluste zu verringern: Sorgen wir durch gute Kondensatableitung dafür, dass eine Kesselfüllung Marmelade statt in 60 Minuten bereits in 45 Minuten fertig ist, so haben wir dadurch die Wärmeverluste pro Kesselfüllung um etwa 25 % reduziert.

Gute Ausführung der Dampf- und Kondensatanlage beschleunigt den Arbeitsablauf und erbringt dadurch nicht nur Einsparungen an Maschinen- und Arbeitszeit, sondern auch eine Verringerung der anteiligen Wärmeverluste.

2. Die Dampfanlage – eine Übersicht

Eine Dampfanlage besteht aus den Hauptteilen
- **Wasseraufbereitung**
- **Dampferzeuger, Dampfkessel**
- **Dampfleitungen**
- **Verbraucher**
- **Kondensatsystem**

Eine noch detailliertere Übersicht finden Sie in Anhang 11.

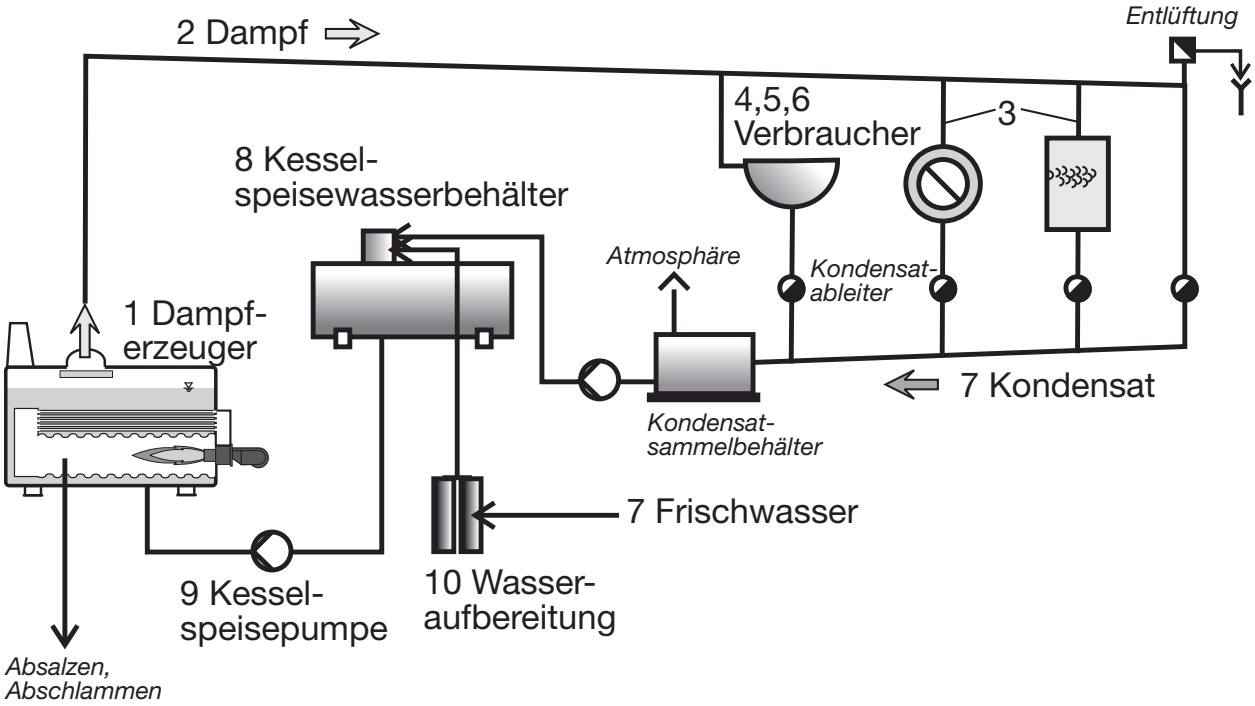


In jeder Dampfanlage gibt es mindestens 2 Stellen, an denen sich der Aggregatzustand des Arbeitsmediums Wasser ändert:
1. Durch die eingesetzte Wärme (Verdampfungswärme) entsteht Wasserdampf aus Wasser
2. Der Wasserdampf gibt seine Wärme (Kondensationswärme) wieder ab, es entsteht erneut Wasser (Kondensat)

Zur Dampferzeugung ist Wasser erforderlich. Gewöhnliches Wasser ist aber nicht geeignet, da es mehr oder weniger „hart" ist, d. h. Stoffe enthält, die zunächst unsichtbar im Wasser gelöst sind, sich aber beim Erhitzen als Kesselstein im Dampfkessel absetzen und ihn in kurzer Zeit unbrauchbar machen würden. Die „Wasseraufbereitungsanlage" (10) macht aus dem „Rohwasser", das z. B. dem öffentlichen Netz entnommen wird, für den Dampfkessel geeignetes „Zusatzwasser".

Über das Kesselspeisewassergefäß (8) und die Kesselspeisepumpe (9) gelangt das Wasser in den Dampferzeuger (1). In diesem wird der Dampf erzeugt. Der Dampf strömt durch die Hauptleitung (2), die Dampfverteiler und die Nebenleitungen (3) zu den verschiedenen Arten von Dampfverbrauchern (4, 5 und 6). Dort wird der größte Teil der aus dem Brennstoff in den Dampf übergegangenen Wärme entnommen, wodurch der Dampf kondensiert, also zu Wasser wird. Der im Dampfkessel verfeuerte Brennstoff wird aber nur dann wirklich gut ausgenutzt, wenn der Kreislauf geschlossen ist. Dazu dienen die Kondensatleitungen (7). Durch diese fließt das Kondensat zurück. Würde das Kondensat einfach ins Freie gelassen, so würde Wärmeenergie und damit Brennstoff vergeudet. Außerdem wissen Sie, dass für den Dampfkessel warmes und aufbereitetes Wasser benötigt wird. Durch die Sammlung und Rückführung des Kondensats zum Dampfkessel sparen wir also Kosten für Brennstoff, für Wasser und für Wasseraufbereitung.

Restlos kann die Wasseraufbereitung allerdings nicht eingespart werden, denn Dampf und Kondensat kann in der Anlage verloren gehen, z. B. durch undichte Anlagenteile oder wenn Dampf direkt in Wasser eingeleitet wird, um es zu erwärmen. Die fehlende Wassermenge wird durch Zuleitung von aufbereitetem Frischwasser (10) in das Kesselspeisewassergefäß (8) ergänzt.



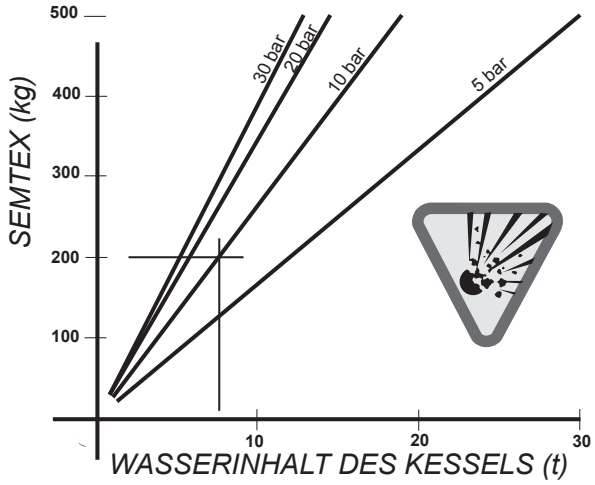
3. Die Dampferzeugung

Dampf kann in der industriellen Praxis auf verschiedene Art und Weise erzeugt werden. Der in Kapitel 1 als Beispiel genommene Teekessel veranschaulicht das grundsätzliche Prinzip. Je nach Anwendungsfall und Betriebsbedingungen sind verschiedene Konstruktionen für Dampferzeuger realisiert worden. Dieses Kapitel soll einen einfachen Überblick geben, wobei nur die für die Verfahrenstechnik gebräuchlichen Bauarten berücksichtigt werden:

- **Großraumwasserkessel**
- **Schnelldampferzeuger**
- **Reindampferzeuger**
- **Elektrisch beheizte Dampferzeuger**
- **Wärmeträger-Erhitzer**

3.1 Allgemeines

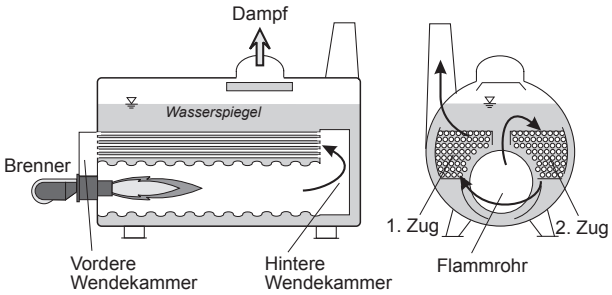
Moderne Dampfkessel erlauben heute einen problemlosen Betrieb dank ausgereifter Berechnungs- und Fertigungsverfahren und dank eines hohen Sicherheitsstandards für die Ausrüstung. Kesselexplosionen aufgrund von Wassermangel oder Verpuffungen wegen ungenügender Vorlüftung des Flammrohres können praktisch ausgeschlossen werden.



Trotzdem bedürfen Dampfkessel einer sorgfältigen Pflege und Wartung. Hier können menschliche Fehler oder Nachlässigkeiten zu einem meist verkannten Risiko werden: ein Dampfkessel kann ein schlafende Bombe sein! Die obenstehende Abbildung soll dies verdeutlichen: Aufgetragen auf der Abzisse ist der Wasserinhalt eines Dampfkessels, auf der Ordinate die äquivalente Menge Sprengstoff SEMTEX. Parameter der einzelnen Kurven ist der Kesseldruck. Als Beispiel sei ein Kessel mit einer Leistung von 5 t/h Dampf bei einem Druck von 10 bar angenommen. Der Wasserinhalt eines Großwasserraumkessels beträgt dann ca. 8 t. Wie dem Diagramm zu entnehmen ist, entspricht dieser Wasserinhalt unter Siedebedingungen einer Sprengkraft von 200 kg SEMTEX. Dies ist in etwa die Menge, mit der 1992 der erste Anschlag auf das WorldTrade Center in New York verübt wurde. Die erschreckenden Bilder über die angerichteten Beschädigungen sind vielleicht noch in Erinnerung.

3.2 Großraumwasserkessel

Großraumwasserkessel stellen die am häufigsten verwendete Konstruktion von Dampferzeugern dar. Sie werden in dieser Form für Leistungen bis 30 t/h und 32 bar hergestellt.



Eine liegende Kesseltrommel verfügt über ein Flammrohr mit vorgeschaltetem Brenner und in der Regel über zwei Rauchgaszüge. Die heißen Rauchgase werden in der hinteren Wendekammer umgelenkt und durchströmen den ersten Rauchgaszug. Eine erneute Umlenkung erfolgt in der vorderen Wendekammer, von der die Rauchgase über den zweiten Rauchgaszug zum Schornstein gelangen.

Die Wärmezufuhr wird druckabhängig und je nach Brennerbauart einstufig, zweistufig oder kontinuierlich geregelt. Die Speisewasserzufuhr erfolgt im Intervall (Pumpe *ein–aus*) oder stetig über ein Speisewasserregelventil, wobei die Speisepumpe ständig läuft.

Bei größeren Kesselleistungen kommt auch eine Drei-Komponenten-Regelung zur Anwendung. Hierzu werden neben dem Kesselniveau auch die eingespeiste Wassermenge und die abgegebene Dampfmenge gemessen. Die Differenz dieser Mengen ist bei konstanter Last gleich Null. Bei plötzlichen Laständerungen zu höherer Last steigt das Kesselniveau durch Aufsieden obwohl eigentlich mehr Dampf entnommen wir und der Wasserspiegel sinken sollte. Das Speisewasserventil würde durch das hohe Wasserniveau also in Schließrichtung fahren. Durch Aufschalten der Mengendifferenz auf das Niveausignal wird diesem Effekt entgegengewirkt, so dass die Speisewassermenge entsprechend der Lastanforderung erhöht wird.

Kessel-Wirkungsgrade bis 89 % sind möglich. Wirkungsgradverbesserungen werden erreicht durch Vorschalten eines Economizers zum Aufwärmen des Kesselspeisewassers. Der Economizer besitzt ein von Wasser durchströmtes Rohrbündel, das hinter dem letzten Rauchgaszug in den Schornstein eingebaut wird.

Überhitzter Dampf wird erzeugt, indem der entnommene Sattdampf z. B. durch ein in der hinteren Wendekammer eingebautes Rohrbündel strömt.

Maßnahmen für den sicheren Kesselbetrieb:
Die Wärmequelle, der Brenner, wird durch den Feuerungsautomaten abgesichert. Der Feuerungsautomat ...

– sorgt vor der Zündung für eine genügende Durchlüftung des Flammrohres und der Rauchgaszüge
– überwacht das Vorhandensein der Zündflamme
– überwacht bei Gas-Betrieb den Gasdruck und die Dichtigkeit der beiden Gasventile.

Bei Drucküberschreitungen sorgt zunächst der Sicherheitsdruckbegrenzer für ein Abschalten des Brenners und als letzte Sicherung tritt das Sicherheitsventil in Aktion und bläst Dampf ab.

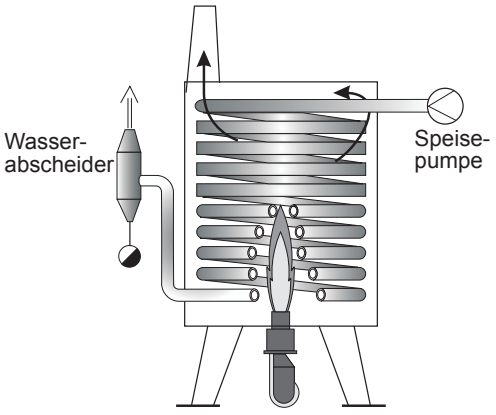
Bei Wassermangel sorgen zwei Wasserstandbegrenzer „in besonderer Bauart“ (d.h. baumustergeprüfte und vom TÜV abgenommene Geräte) für ein sofortiges Abschalten des Brenners.

Vorteile eines Großraumwasserkessels:
– Gutes Speichervermögen im Hinblick auf Lastschwankungen da entsprechend viel heißes Wasser und ein großer Dampfraum zur Verfügung steht
– trockner Dampf
– Parallelschaltung mehrerer Kessel leicht möglich
– niedrige Wartungs- und Betriebskosten.

Nachteile eines Großraumwasserkessels:
– Höherer Anschaffungspreis im Vergleich zu den anderen Dampferzeugern (s.u.)
– Baugröße
– lange Aufheizzeit
– für den Betrieb ist geschultes Personal notwendig

3.3 Schnelldampferzeuger

Ist kein Dauerbetrieb erforderlich, aber eine schnelle Betriebsbereitschaft, dann kommen Schnelldampferzeuger zur Anwendung.



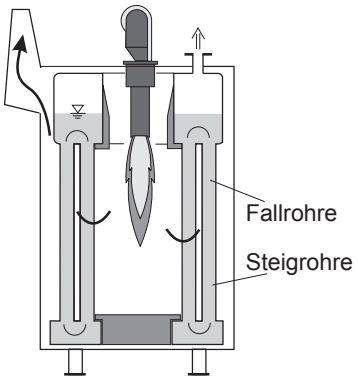
Eine ständig von Wasser durchströmte Rohrschlange wird der Brennerflamme und den entstehenden Rauchgasen im Gegenstromprinzip ausgesetzt. Bedingt durch die große Fläche der Rohrschlange und die vergleichsweise kleine Wassermenge wird eine schnelle Aufheizzeit erreicht. Ebenfalls bedingt durch die kleine Wassermenge sind die Wärmeverluste durch Abstrahlung nach Abschalten des Brenners gering.

Zur Leistungsregelung wird die Wasserumlaufgeschwindigkeit der Feuerleistung angepasst. Die Speisepumpe hat die Eigenschaft, einen vorgegebenen Wasserfluss sicherzustellen, um die gewünschte Wasser-/Dampfrelation zu erhalten. Außerdem wird dadurch verhindert, dass Überhitzungen in Teilbereichen der Rohrschlange auftreten. Prinzipbedingt hat der austretende Dampf eine hohe Restfeuchte, so dass ein nachgeschalteter Wasserabscheider unbedingt notwendig ist. Das dort abgeschiedene Wasser wird entweder verworfen oder in den Speisewasserbehälter zurückgeführt. Bei letzterem besteht jedoch die Gefahr des ständigen Aufsalzens des Speisewassers.

Schnelldampferzeuger sind für Leistungen bis 7 t/h und 30 bar lieferbar.

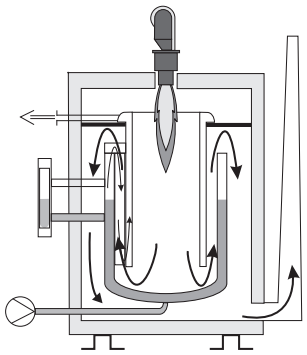
Vorteile eines Schnelldampferzeugers:
– niedrige Anschaffungskosten
– kleine Aufstellfläche
– Aufstellung auch in geschlossenen Räumen wegen des geringeren Gefährdungspotentials durch den kleinen Wasserinhalt
– höhere Kesselwasserdichten möglich durch den Wasser-Zwangsumlauf d.h. geringere Anforderungen an die Wasseraufbereitung

Nachteile eines Schnelldampferzeugers:
– Hohe Dampffeuchte
– schwankender Druck da geringes Puffervolumen
– wartungsaufwendige Kolbenspeisepumpe
– hohe Schalthäufigkeit
– Anfahrverluste durch häufiges Vorlüften
– festes Verhältnis zwischen Wasser- und Brennstoffmenge nötig.



Das obenstehende Bild zeigt die Bauart eine Schnelldampferzeugers, die die Vorteile eines Großraumwasserkessels mit denen eines oben beschriebenen Schnelldampferzeugers verbindet: Eine obere und eine untere Ringtrommel sind durch Steig- und Fallrohre miteinander verbunden. Als Wärmequelle wird ein Sturzbrenner verwendet. Die Rauchgase umspülen den inneren Ring der Steigrohre, um anschließend die äußeren Fallrohre zu umspülen. Durch dieses Prinzip entsteht für das Kesselwassers ein natürlicher Umlauf.

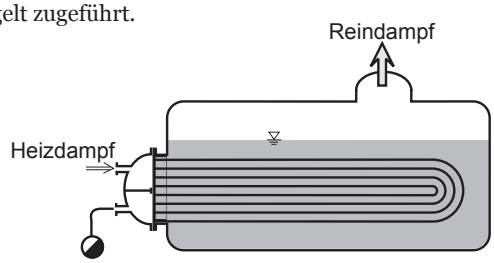
In der oberen Ringkammer bildet sich ein großer Ausdampfraum mit definiertem Wasserspiegel, so dass einerseits eine hohe Dampftrocknung erreicht wird und andererseits die bei Großraumwasserkesseln eingesetzten Sicherungsmaßnahmen anwendbar sind. Der zwar etwas größere Wasserinhalt erlaubt dennoch eine Aufstellung in geschlossenen Räumen. Durch die vertikale Bauweise ist der Platzbedarf gering. Der erzielbare konstante Druck erlaubt ein problemloses Parallelschalten mehrerer Kessel.



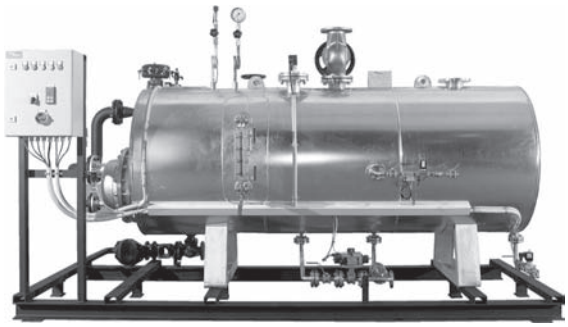
Weiter erwähnenswert sind Kleinraumwasserkessel. Dies sind Dampferzeuger, die ebenfalls die Vorteile von Großraumwasserkesseln mit denen von Schnelldampferzeugern verbinden. Diese Geräte werden hergestellt für Leistungen bis 320 kg/h bei 10 bar. Durch Variation des Wasserspiegels lässt sich der gewünschte Feuchtegrad des Dampfes einstellen. Der geringe Wasserinhalt von max. 50 l erlaubt einen überwachungs-, genehmigungs- und anmeldefreien Betrieb.

3.4 Wärmetauscher (Reindampferzeuger)

Reindampferzeuger werden nach dem Prinzip der Rohrbündel-Wärmetauscher realisiert. Als Heizquelle dient in aller Regel Sattdampf. Da zur Herstellung von Reindampferzeugern hochwertige Edelstähle verwendet werden müssen, sind direkt beheizte Reindampferzeuger mittels Öl- oder Gasbrenner selten zu finden. Der Heizdampf wird den Leistungsanforderungen entsprechend dem Reindampferzeuger geregelt zugeführt.

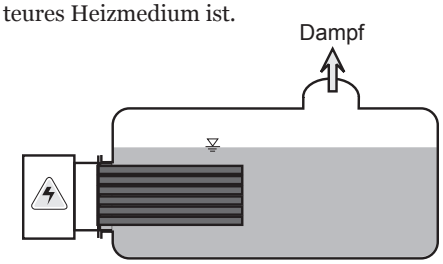


Die Anforderungen an die Sicherheitsausrüstung sind geringer als die bei direkt beheizten Dampferzeugern, jedoch sind ein Sicherheitsdruckbegrenzer und ein Sicherheitsventil unabdingbar.
Der erzeugte Reindampf wird für Sterilisationszwecke im Krankenahus, zur Luftbefeuchtung, in der Lebensmittelindustrie und in der Pharmazie verwendet. Für die Qualitätsanforderungen an den Reindampf gilt die Norm EN 285.



3.5 Elektrisch beheizte Dampferzeuger

Diese Dampferzeuger verfügen als Heizquelle über ein Bündel von Elektro-Heizstäben nach dem Tauchsieder-Prinzip. Die Leistungsregelung erfolgt Thyristor-gesteuert. Sie finden Verwendung meist in kleineren Einheiten mit Wasserinhalten bis 50 l, wo sie dann eine Einheit z. B. mit Sterilisatoren bilden. Da diese Dampferzeuger direkt beheizt sind, entspricht Ihre Ausrüstung weitgehend der von Großraumwasserkesseln.
Ihr Einsatz sollte sorgfältig überlegt werden, da Strom generell ein teures Heizmedium ist.



3.6 Wärmeträger-Erhitzer

Wärmeträger-Erhitzer sind zwar keine Dampferzeuger, sondern dienen indirekt zur Dampf- oder Warmwassererzeugung. Wärmeträger ist Thermalöl, das in einem Zwangsumlauf Konstruktionen wie die in Abschnitt 3.3 beschriebenen Schnelldampferzeuger durchläuft. Das Thermalöl wird auf Temperaturen bis zu 300 °C, in Spezialfällen auch bis zu 380 °C aufgeheizt. In nachgeschalteten Rohrbündel-Wärmetauschern kann dann Dampf oder Heißwasser erzeugt werden. In der Textil- und Kunststoff-Industrie werden Thermalöl-Heizsysteme direkt verwendet, wenn hohe Temperaturen erforderlich sind, Hochdruck-Dampfkessel jedoch zu teuer wären.

Vorteile von Wärmeträger-Erhitzern:
– Das Thermalöl zirkuliert nahezu drucklos, so dass die Anforderungen an die Armaturen bezüglich der Druckstufe gering sind.

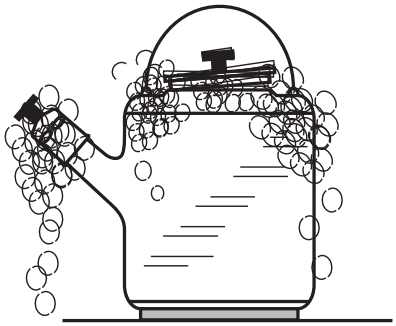
Nachteile:
– wesentlich geringere Wärmekapazität als Wasser
– hohe Brennbarkeit des Thermalöls (Luftkontakt/Undichtigkeiten vermeiden!)
– Gefahr der Verkrackung durch Überhitzung
– austretendes Öl kann zu Vergiftungen führen
– Grundwasserschädlichkeit des Öls.

3.7 Kesselspeisewasser, Kesselwasser

Richtig aufbereitetes Speisewasser und die von der Kesselbauart abhängige Dichte des Kesselwassers sind notwendige Vorraussetzungen für einen sicheren Kesselbetrieb. Es sind immer wieder Anlagen anzutreffen, bei denen diesen Punkten nur nachlässige Beachtung geschenkt wird und es zu Ablagerungen und Korrosion auf den Kesselheizflächen kommt. Schlecht geregelter Betrieb führt Schäumen und Spucken des Kessels: Wasser und Ablagerungen werden ins Dampf-Rohrleitungssystem mitgerissen und führen zu Ablagerungen, Erosion und Wasserschlägen.

Zulässige Werte für die Wasser-Beschaffenheit sind in den Technischen Regeln für Dampfkessel (TRD 611) aufgeführt. Eine wichtige Maßnahme zur Pflege des Kesselwassers ist das regelmäßige, am besten automatische Absalzen: Mit dem Speisewasser werden Salze in das Kesselwasser eingetragen. Diese Salze verbleiben beim Verdampfungsprozess im Kesselwasser, so dass sich dieses eindickt, mit der Folge, dass bei zu hoher Kesselwasserdichte der Kessel anfängt zu Schäumen und zu Spucken. Dies führt zum Mitreißen von Wasser in den Dampf. Das salzhaltige Wasser führt zu Schlägen und korrodierenden Ablagerungen in nachgeschalteten Anlagenteilen.

Sie können das sogar mit unserem Beispiel des Teekessel selbst ausprobieren: Schütten Sie in kochend heißes Wasser einfach Salz und Sie werden schnell erkennen, was wir mit Schäumen und Spucken meinen.



Durch das Absalzen wird vom Kesselwasser ein Teil abgezweigt und durch frisches Speisewasser ersetzt. Hierdurch wird das Kesselwasser wieder verdünnt, so dass dessen Dichte (Salzgehalt) in den zulässigen Grenzen bleibt.

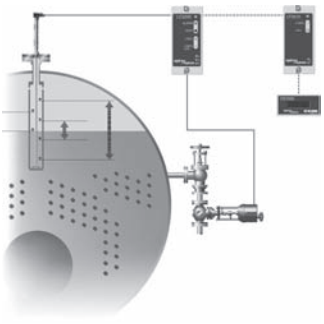
3.8 Ausrüstung der Dampfkessel

Für Berechnung, Herstellung, Genehmigung, Aufstellung und Betrieb von Dampfkesseln galt bisher das Regelwerk TRD-Technische Regeln für Dampfkessel. Durch Inkrafttreten der Druckgeräte-Richtlinie (DGRL) hat sich u. a. die Einteilung der Dampfkesselklassen vollkommen geändert.

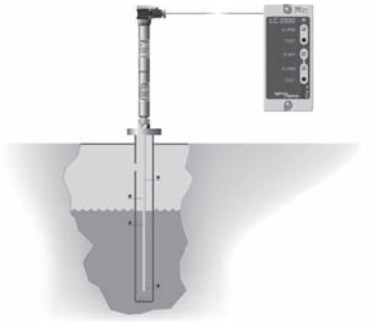
Mit dem Inkrafttreten der Betriebssicherheitsverordnung (BetrSichV) am 2. 10. 2002 wurden u. a. die Dampfkesselverordnung (DampfkV) und Druckbehälterverordnung (DbV) zum 1. 1. 2003 außer Kraft gesetzt und damit auch die TRD. Zur Zeit der Drucklegung dieses Buches war noch kein Ersatz für TRD erarbeitet worden. Bezüglich der Ausrüstung der Dampfkessel wird daher z. Zt. noch nach der TRD verfahren.

Typische Geräteausrüstungen sind:

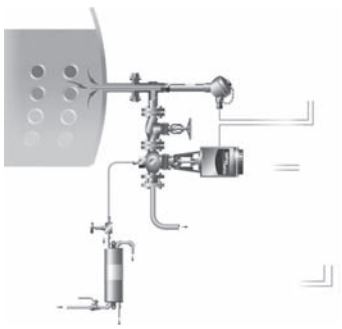
– Niveausonden zur kontinuierlichen Füllstandsregelung



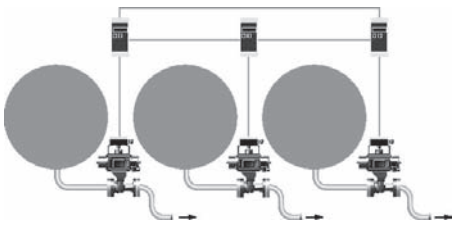
– TÜV-/typgeprüfte Niveausonden zur Alarmierung bei zu hohem oder zu niedrigem Kesselwasserstand



– Absalzsysteme, um das fortschreitende Aufkonzentrieren des Kesselwassers durch Zuspeisen von Frischwasser im erlaubten Maß zu halten



– Abschlammeinrichtungen mit Zeitgeber, um Schlamm und Ablagerungen regelmäßig auszuschleusen



Mehr Informationen zu Dampfkesseln bietet unser „Grundlagenbuch der Dampfkesselausrüstung“.

4. Die Dampfleitung

Das folgende Kapitel ist den Dampfleitungen gewidmet. Dabei bleiben manche Dinge zu den eigentlichen Rohrleitungen unerwähnt oder werden nur am Rande gestreift, weil diese Ausführungen lediglich als Ergänzung der sonstigen Fachliteratur gedacht sind; sie können Ausbildung und Berufserfahrung in der Montage von Dampfleitungen nicht ersetzen.

Für den Fachmann soll der Nutzen darin bestehen, dass Erfahrungen der Betriebspraxis weitergegeben werden, die in den Handbüchern oder im Studium zu kurz kommen oder unerwähnt bleiben; für den mehr am Rande Interessierten, z. B. den verantwortlichen Einkäufer, soll die Auswahl und die Erklärung das Verstehen erleichtern. Für beide Personengruppen gilt: Die Praxis ist so vielseitig, dass das Heil nicht in den Rezepten liegen kann, sondern nur im Verständnis der Zusammenhänge.

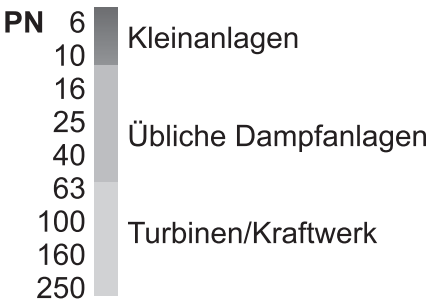
4.1 Rohrwerkstoff und Nenndruck

Für Dampf- und Kondensatleitungen kommen hauptsächlich nahtlose Rohre nach DIN 1629 in Frage. Die allgemeinen Verwendungshinweise dieser Norm können Sie dem beiliegenden Auszug entnehmen. Welches Material und welche Wanddicke im Einzelfall einzusetzen sind, das muss jeweils anhand der auftretenden Drücke und Temperaturen errechnet bzw. den Berechnungsunterlagen des Herstellers entnommen werden.

Um eine Unzahl von „zulässigen Betriebsüberdrücken“ zu vermeiden, wurden die in der Praxis vorkommenden Drücke in wenige Druckbereiche eingeteilt, deren jeweiliger Höchstwert den Bereich kennzeichnet und *Nenndruck* genannt wird, abgekürzt „PN“.

Die frühere Bezeichnung für den Nenndruck „ND“, die man noch in vielen Unterlagen findet, wurde durch „PN“ ersetzt, um sie im internationalen Gebrauch verwendbar zu machen. „Nenndruck 25“ oder „PN 25“ heißt zunächst „zulässiger Betriebsüberdruck bis 25 bar bei 20 °C“.

Die wichtigsten dieser Nenndrücke sind: PN 6, 10, 16, 25, 40, 63 (früher 64), 100, 160, 250, nähere Angaben siehe DIN EN 1333.



Es genügt nun, zu einem Rohrleitungsteil – Rohrstück oder Armatur – den Nenndruck anzugeben, um seinen Einsatzbereich zu kennzeichnen: Ein „Ventil PN 25“ ist bei 20 °C bis p_e = 25 bar einsetzbar.

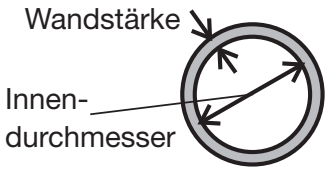
Die Festigkeit der Werkstoffe nimmt mit zunehmender Temperatur ab; deshalb darf ein Ventil PN 25 nicht mit Dampf von p_e = 25 bar und 300 °C betrieben werden. DIN EN 10216 gibt Hinweise, bis zu welchen Drücken man Rohrleitungsteile eines bestimmten Nenndrucks bei höheren Temperaturen einsetzen kann. Ist ein Ventil PN 25 beispielsweise aus Stahlguss GS-C 25, dann kann es im Allgemeinen bei 200 °C bis p_e = 22 bar, bei 300 °C bis p_e = 17 bar, bei 400 °C bis p_e = 13 bar eingesetzt werden; über 400 °C ist ein anderes Material, etwa GS-22 Mo 4 zu verwenden.

Aus den genannten Normen ersehen Sie weiter, dass für Dampf- und Kondensatleitungen bis p_e = 10 bar/183 °C „nahtlose Stahlrohre in Handelsgüte“ (Werkstoff St 00 DIN 1629) zulässig sind. Bis p_e = 24 bar/300 °C können nahtlose Stahlrohre aus St 35 in Ausführung PN 40 oder PN 64 eingesetzt werden (ohne Abnahmezeugnis). Über 300 °C sind Rohre aus „warmfesten“ Stählen zu verwenden (DIN EN 10216).

In den letzten Jahren sind eine Reihe von Werkstoffnormen überarbeitet worden. Wir verwenden die noch weit gebräuchlichen Bezeichnungen, eine Übersicht der neuen finden Sie in Anhang 9 und 10.

4.2 Die Nennweite

Rohre für allgemeine Zwecke des Rohrleitungsbaus werden nicht auf Bestellung angefertigt – das wäre viel zu teuer und würde zu lange dauern – sondern nach Lagerlisten. Dabei muss man natürlich die Zahl der gefertigten Rohrdurchmesser beschränken. Es wäre zu aufwendig, zwischen 10 und 100 mm Innendurchmesser etwa 90 verschiedene Rohrweiten zu liefern. Das ist auch gar nicht nötig, denn die Rohrnetzberechnungen sind ja stets mit Ungenauigkeiten und Sicherheitszuschlägen beladen, so dass es sinnlos wäre, ein genau dem Rechenergebnis entsprechendes Rohr zu verlegen.



Nennweite DN	10	15	20	25	32	40	50	65	80
Innendurchmesser mm	13,6	17,3	22,3	28,5	37,2	43,1	54,5	70,3	82,5

Nennweite DN	100	125	150	200	250	300	350	400	500
Innendurchmesser mm	107,1	131,7	159,3	207,3	260,4	309,7	339,6	388,8	486

Es genügt völlig, wenn Rohrweiten verfügbar sind, deren Querschnitte – und damit die Kapazität der Leitung – sich von Durchmesser zu Durchmesser um etwa 60 bis 100 % erhöhen. Dann benötigt man zwischen 10 und 100 mm nicht beispielsweise 90 Rohrweiten in Abstufungen von 1 mm, sondern nur 10 Rohrweiten mit Innendurchmessern von (etwa) 10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80 und 100 mm. Hat man z. B. errechnet, dass eine Leitung von 37,5 mm Innendurchmesser

nötig ist, dann nimmt man eben die nächstgrößere (40 mm) oder unter Umständen die nächstkleinere (32 mm) Leitung.

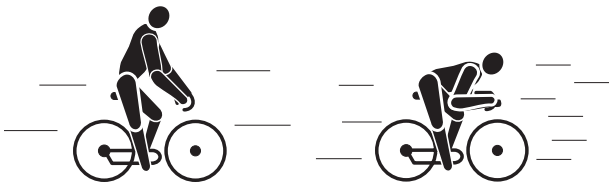
Diese Überlegungen gelten in gleicher Weise für alle Teile, die mit den Leitungsrohren verbunden werden, also für Rohrverbindungen, Formstücke (Fittings) und Armaturen – nur müssen die Größennormen so festgelegt werden, dass diese Teile alle zusammenpassen. Das ist der Zweck der sogenannten *Nennweite*, nach einem internationalen Übereinkommen abgekürzt „DN“ (früher „NW“): Teile einer bestimmten Nennweite passen anschlussmäßig zueinander. (Ob sie funktionsmäßig zueinander passen, ist eine ganz andere Sache!)

Nun sind aber je nach Material (Kupfer oder Stahl) und je nach Betriebsüberdruck (2 bar oder 150 bar) unterschiedliche Wanddicken der Rohre und Rohrleitungsteile nötig. Aus diesem Grund konnte man nicht den Innendurchmesser für alle Anwendungsfälle festlegen; um ein Zusammenpassen der Rohrleitungsteile zu erreichen, wird vielmehr der Außendurchmesser festgelegt – die „Nennweite“ gibt nur den ungefähren Innendurchmesser an. DN 50 ist z. B. normalerweise ein Rohr mit 60,3 mm Außendurchmesser und 2,9 mm Wanddicke, also 54,5 mm Innendurchmesser (DIN EN ISO 6708). Die Nennweite ist also nur eine Richtgröße für den Innendurchmesser – aber auch für das Zusammenpassen der Rohrleitungsteile sind weitere Angaben wie Außendurchmesser, Wanddicke, Gewindeart usw. erforderlich. Im Anhang finden Sie einen Auszug aus DIN EN 10220 über Nennweiten.

Für allgemeine Betrachtungen genügt es, den Innendurchmesser eines Rohres DN 50 mit 50 mm anzunehmen. Bei genaueren Berechnungen ist es dagegen besser, den wahren Innendurchmesser der verwendeten Rohrsorte zugrunde zu legen.

4.3 Die Auslegung von Dampfleitungen

Je schneller man mit dem Fahrrad fährt (ist wieder in), desto größer wird der Luftwiderstand und die Reibung, desto mehr Energie muss man fürs Treten aufbringen. Ähnlich geht es dem Dampf in der Rohrleitung, wo zwar (hoffentlich) kein Luftwiderstand, dafür aber die Reibung an der Rohrwand zu überwinden ist:



Schickt man 800 kg/h Sattdampf von p_e = 10 bar durch eine 300 m lange Leitung DN 65, dann strömt der Dampf darin mit einer Geschwindigkeit von 13 m/s und verliert auf den 300 Metern etwa 0,5 bar Druck, d. h. am Leitungsende herrscht ein Dampfdruck von p_e = 9,5 bar. Wird der Druck am Leitungsende aus irgendeinem Grund höher, dann strömt weniger als 800 kg/h, wird der Enddruck niedriger, dann strömt mehr als 800 kg/h – bei 13 m/s brauchen 800 kg/h unter den genannten Umständer eben eine Druckdifferenz bzw. einen Druckabfall von 0,5 bar.

Sollte die gleiche Dampfmenge durch eine Leitung DN 40 geschickt werden, dann ginge das nur, wenn man den Druck am Ende der Leitung auf p_e = 2,4 bar ermäßigte; der Dampf würde in dieser Leitung also 7,6 bar seines Druckes verlieren und am Leitungsende mit rund 100 m/s strömen – allerdings nicht lange, denn die Leitung wäre infolge der hohen Strömungsgeschwindigkeit bald zerstört; benötigt man am Leitungsende einen Druck von mindestens p_e = 8,6 bar, dann geht durch die Leitung DN 40 nicht mehr als rund 370 kg/h durch; diese Menge strömt mit rund 17 m/s.

Lange Dampfleitungen müssen deshalb so ausgelegt werden, dass sowohl Druckabfall als auch Geschwindigkeit in den zulässigen Grenzen bleiben. Bei Heißdampfleitungen ist ferner zu beachten, dass der Dampf in der Leitung abkühlt und dass die Überhitzung ganz oder teilweise verlorengeht.

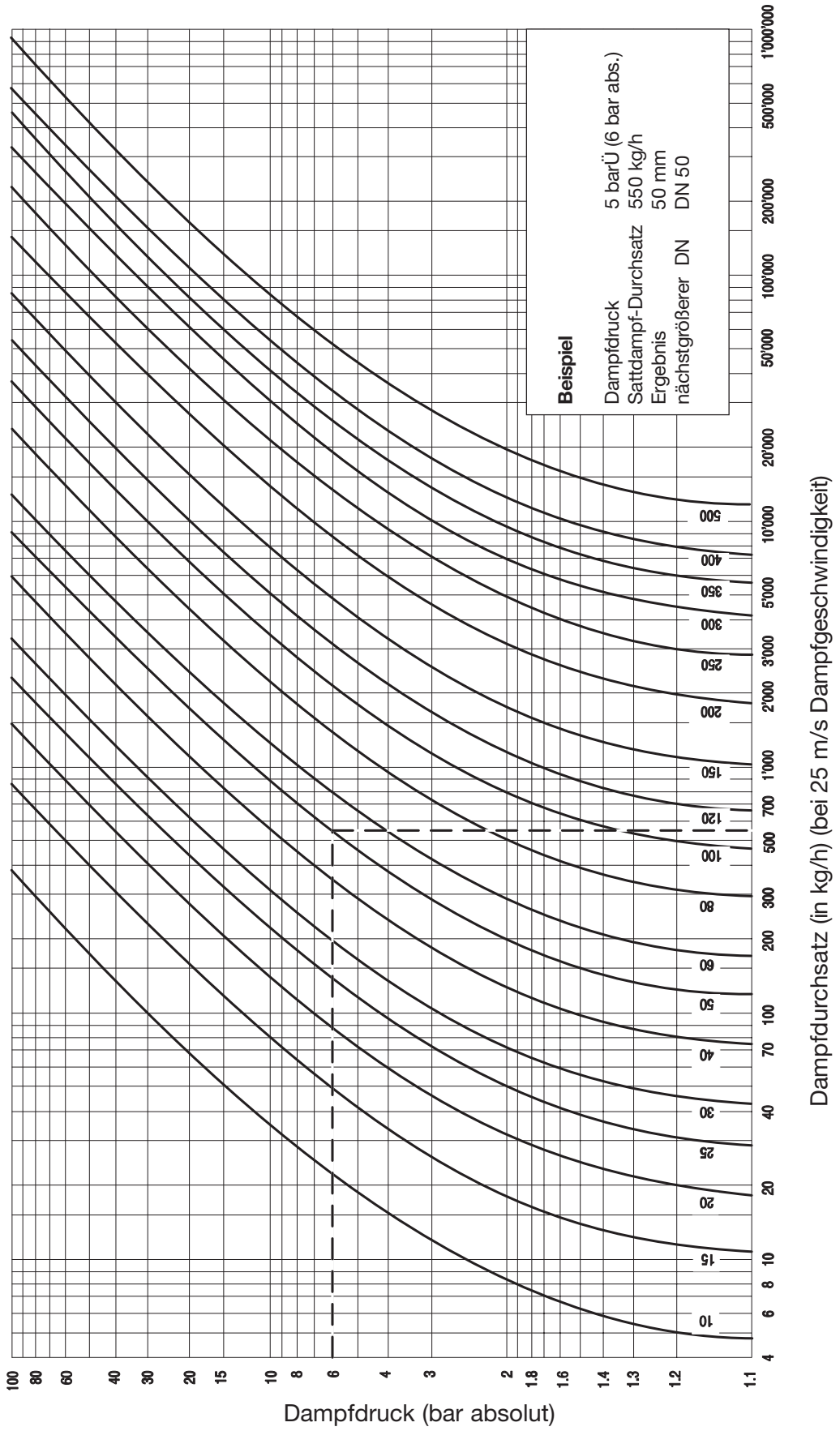
Beispielhafte Druckverluste:

Dampfmenge [kg/h]	Dampfdruck [barü]	Nennweite	Druckabfall [bar/100m]
100	2	DN 32	0,20
500	2	DN 80	0,07
1000	2	DN 100	0,07
100	10	DN 20	0,70
500	10	DN 40	0,50
1000	10	DN 65	0,02
5000	10	DN 125	0,12
100	25	DN 15	1,30
500	25	DN 25	2,00
1000	25	DN 40	0,80
5000	25	DN 80	0,60

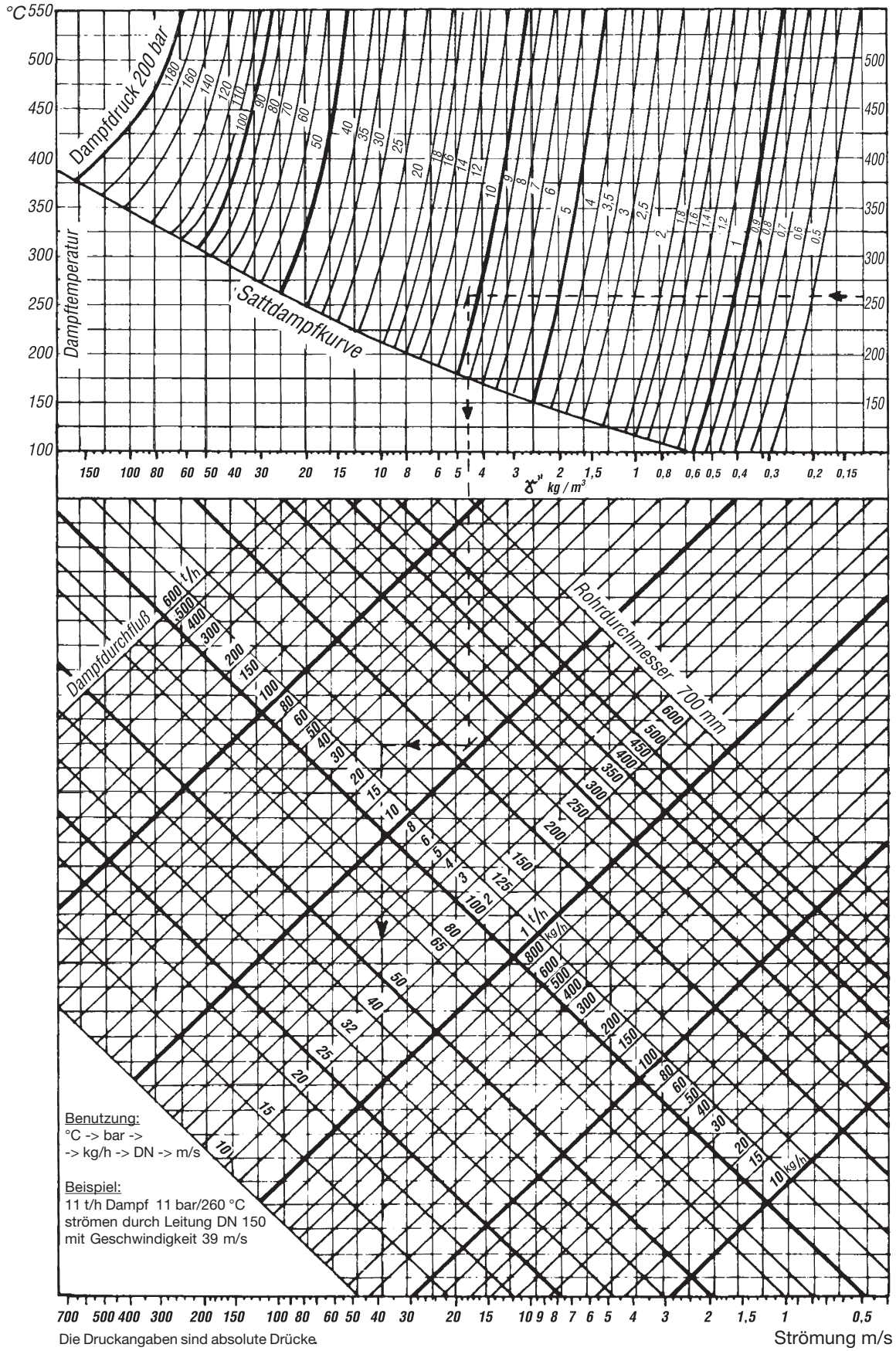
Bei kürzeren Leitungen ist der Druckabfall nicht so wichtig; selbst in der zu kleinen Leitung DN 40 in obigem Beispiel sinkt der Dampfdruck bei 20 m Leitungslänge nur um rund 0,35 bar, also von den angenommenen p_e = 10 bar auf rund p_e = 9,65 bar. Das ist im allgemeinen durchaus zulässig. Bei der Auslegung kurzer Leitungen kann man deshalb im allgemeinen den Druckabfall unberücksichtigt lassen. Wichtig ist jedoch, dass die Dampfgeschwindigkeit nicht zu groß wird, weil sonst die Leitung zu stark beansprucht wird. Anderseits soll die Leitung nicht größer sein als unbedingt nötig, weil sie sonst unnötig teuer wäre.

In den meisten Industrieländern ist es üblich, für Sattdampfleitungen Geschwindigkeiten von 20 bis 30 m/s, mitunter bis 40 m/s zuzulassen: Die Erfahrung hat die Zulässigkeit dieser Werte bestätigt. Bei höheren Geschwindigkeiten dagegen wäre mit Schäden insbesondere durch die abschleifende Wirkung der vom Sattdampf mitgeführten Wasserteilchen zu rechnen. Da überhitzter Dampf keine Wasserteilchen enthält, darf er schneller strömen: 40 bis 60 m/s sind gebräuchliche Geschwindigkeiten für Heißdampf. – Fassen wir zusammen:

4.3.1 Auslegungsdiagramm für Sattdampfleitungen



4.3.2 Strömungsgeschwindigkeit in Sattdampfleitungen



Die Druckangaben sind absolute Drücke.

Dampfgeschwindigkeit
– in kurzen Sattdampfleitungen etwa 25 m/s
– in kurzen Heißdampfleitungen 40 bis 60 m/s

Das Diagramm „Auslegung von Sattdampfleitungen“ 4.3.1. zeigt Ihnen auf einen Blick, welche Leitungsgröße für eine bestimmte Anwendung zu wählen ist, falls man eine Dampfgeschwindigkeit von max. 25m/s zulässt. Auf dem Diagramm ist bereits ein Beispiel angegeben. Hier noch ein weiteres:

Von einer Reduzierstation soll eine 10 m lange Sattdampfleitung für max. 3300 kg/h Dampf von p_e = 7 bar verlegt werden. Läßt man max. 25 m/s Dampfgeschwindigkeit zu, dann ist laut Diagramm 4.3.1 eine Leitung DN 125 zu wählen. (Eine Leitung DN 100 fördert laut Diagramm nur 3000 kg/h, bzw. bei 3300 kg/h ergibt sich eine Strömungsgeschwindigkeit von 27,5 m/s, was aber auch noch im Rahmen des Üblichen liegt.)

Zur Auslegung kurzer Heißdampfleitungen dient das Diagramm „Strömungsgeschwindigkeit in Dampfleitungen“ 4.3.2, das aber auch für Sattdampf gilt. Beispiel:

Wie groß muss eine kurze Heißdampfleitung für p_e = 15 bar/ 400 °C ausgelegt werden, wenn bei 500 kg/h eine Dampfgeschwindigkeit von 60 m/s nicht überschritten werden soll? Im Diagramm „Strömungsgeschwindigkeit“ gehen wir vom oberen Teil „Dampftemperatur“ 400 °C waagerecht bis zur Linie 16 bar (p_e = 15 bar), von da senkrecht nach unten bis zur Linie 500 kg/h (von links unten nach rechts oben steigend); von da geht’s waagerecht nach links bis zu den Linien für DN 25 und DN 20 (von links oben nach rechts unten verlaufend); senkrecht unter dem Schnittpunkt mit der Linie DN 25 finden wir: ca. 55 m/s; unter DN 20 liegt ca. 85 m/s. Es wird also eine Leitung DN 25 gewählt.

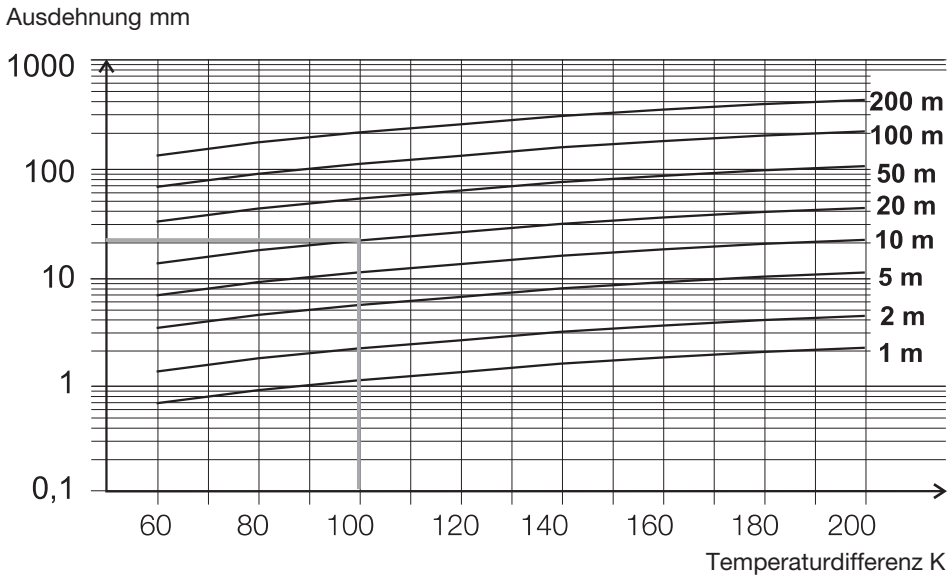
4.4 Die Ausdehnung von Rohrleitungen

Sie wissen, dass die Stoffe sich beim Erwärmen im allgemeinen ausdehnen. (Dass Wasser zwischen 0 °C und 4 °C das nicht tut, hängt mit physikalisch-chemischen Veränderungen des Wassers zusammen.) Demzufolge werden Rohrleitungen beim Aufheizen ebenso länger wie die Eisenbahnschienen im Sommer. Beim Münzgeld ist dieser Effekt (leider) vernachlässigbar, bei den Rohrleitungen muss man ihn berücksichtigen: Rohrleitungen, die wechselnden Temperaturen unterliegen, müssen so verlegt werden, dass sie sich frei verlängern oder verkürzen können.

Die Kraftwirkung sich verlängernder oder verkürzender Rohre ist so groß, dass behindernde Halterungen losgerissen werden können. Außerdem versuchen unsachgemäß montierte Rohre die Spannungen durch Verbiegen auszugleichen, so dass mindestens die Verbindungen undicht werden, wenn nicht Risse und Sprünge in Leitungsteilen und Armaturen entstehen. Halterungen gerader Rohrstrecken müssen deshalb eine axiale, d. h. in Längsrichtung des Rohrs wirkende Verschiebung der Leitung zulassen.

Dies ist auch schon bei kurzen Leitungsstücken und verhältnismäßig kleinen Temperaturänderungen wichtig. Sicher haben Sie schon Heizungsrohre in Wohnungen knacken hören: Hier sind die Halterungen der Heizungsrohre zu stramm angezogen; dadurch werden sie von der Wärmebewegung (Längsverschiebung) des Rohrs zunächst ein Stück mitgezogen, rutschen dann aber wegen ihres steigenden Widerstandes gegen diese Verbiegung mit einem hörbaren Knackgeräusch auf dem Rohr zurück.

Wie groß sind solche Längenänderungen? Stahlrohre (und Gussteile) verändern ihre Länge je Meter Rohrlänge und je Grad Temperaturänderung um rund 0,011 mm (Kupfer und rostfreier Stahl etwa 0,016 bis 0,019 mm). Da sich jeder Meter Rohr um diesen Betrag verlängert, ist die Längenänderung der Leitung ($L_2 – L_1$ in mm) um so größer, je länger die Leitung ist (Länge L_1 in Meter) und je stärker die Temperatur verändert wird (Temperaturänderung $[t_2-t_1]$ in Kelvin). Wenn Sie’s als Formel mögen:



Verlängerung von Stahlrohren bei Temperaturerhöhung:
$(L_2 – L_1) = 0{,}011 \cdot L_1 \cdot (t_2 – t_1)$ mm

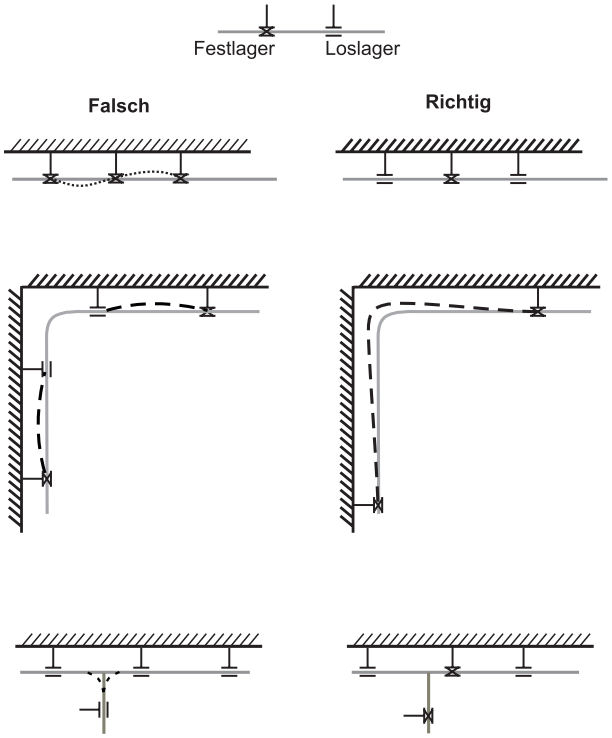
Beispiele:

1. Kühlt sich ein nur 10 m langes Heizungsrohr, das zunächst von Wasser mit 90 °C durchflossen wurde, auf 20 °C ab – z. B. weil das Heizkörperventil geschlossen wurde – dann verkürzt sich dieses Rohrstück um $(L_2 – L_1) = 0{,}011 \cdot 10 (90 – 20) = 7{,}7$ mm. Das gibt dem Rohr reichlich Gelegenheit, sich über etwaige „Beklemmungen" laut vernehmlich zu beschweren!

2. Wird eine nur 100 m lange Dampfleitung, die zunächst außer Betrieb eine Temperatur von –10 °C hat, mit Dampf von 300 °C beschickt, dann vergrößert sich die Gesamtlänge um $100 \cdot 0{,}011 = 1{,}1$ mm pro Grad Temperaturerhöhung und um $1{,}1 \cdot 310 = 341$ mm bei Erwärmung um 310° Grad (von –10 auf +300 °C). Sie können sich denken, dass eine Verschiebung eines Rohrstücks um 341 mm nicht zulässig ist, wenn z. B. Anschlussstellen (Dampfentnahmeleitung, Kondensatstutzen) oder Krümmungen vorhanden sind: Würde eine senkrecht nach unten abzweigende Entwässerungsleitung, die nach 3 m Länge in eine andere Leitung mündet, um 34 cm seitlich weggebogen, dann müssten Schweißnähte reißen und Flanschverbindungen undicht werden. Man fängt die Rohrverlängerung deshalb bei längeren Leitungen in sogenannten Dehnungsausgleichern auf, ehe sie zu groß wird.

3. Bei einer Temperaturdifferenz von 100 K dehnt sich ein 20 m langes Stahlrohr um ca. 22 mm aus (Beispiel aus dem Diagramm)

Wir wollen nun nicht die Einzelheiten sachgemäßen Dehnungsausgleichs behandeln, dazu gibt es entsprechende Fachliteratur. Lediglich die Grundprinzipien sollen durch einige Skizzen erläutert werden.

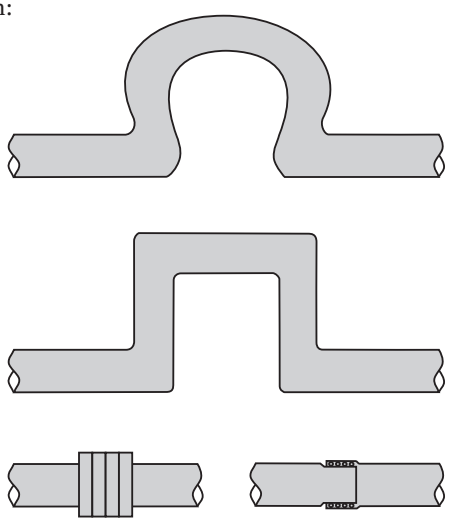


Regel:
Die Rohrhalterungen müssen Längsbewegungen der Rohre zulassen. In längeren Leitungen müssen Dehnungsausgleicher dafür sorgen, dass sich einzelne Rohrabschnitte nicht zu stark bewegen. Durch Festpunkte ist dafür zu sorgen, dass die Rohrbewegungen keinen Schaden anrichten.

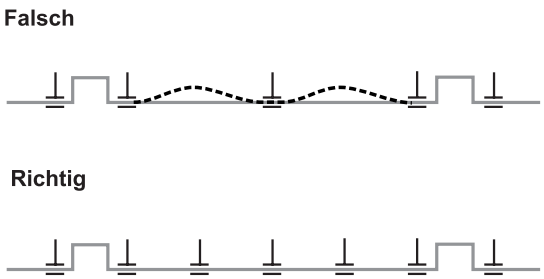
Natürlich verändern die Rohre bei Temperaturveränderung auch ihren Querschnitt. Das ist bei der Montage der Rohrhalterungen ebenfalls zu beachten. Wo Spiel zwischen Rohr und Führung benötigt wird, muss es auch bei heißer Leitung noch vorhanden sein. Dies kann man z. B. durch Zwischenlegen einer zusammendrückbaren Zwischenlage, etwa eine 3 bis 5 mm dicke Isolierschicht, erreichen.

Rohrstellen, die sich nicht bewegen dürfen, werden durch stramm sitzende Halterungen festgehalten, z. B. an Abzweigungen. Dann muss aber an anderer Stelle für Bewegungsmöglichkeit gesorgt werden. Bei kürzeren Leitungen genügt es im allgemeinen, Verbiegungsmöglichkeiten des Rohrs vorzusehen. Diese Verbiegungen dürfen aber nicht zu Wassersäcken führen; sie müssen deshalb durch geeignete Führungen in waagerechte Richtung gelenkt werden.

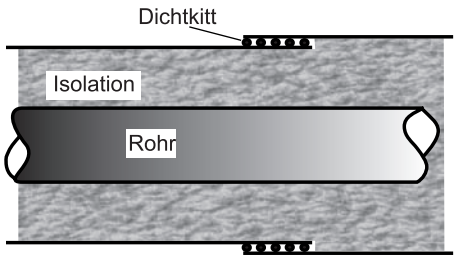
Bei längeren Leitungen sind die erwähnten Dehnungsausgleicher erforderlich, die die Wärmedehnung der Rohre aufnehmen:



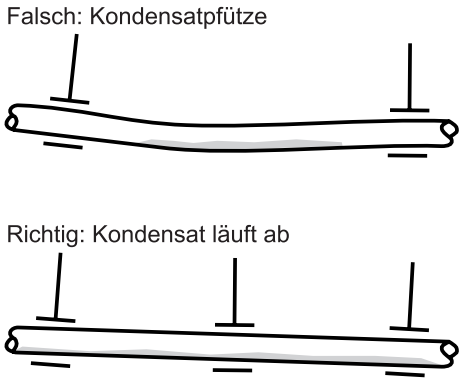
Dabei ist aber zu beachten, dass sich ein längeres Leitungsstück leichter durchbiegt als ein Dehnungsaufnehmer nachgibt. Durch eine geeignete Rohrführung kann die Leitung jedoch gezwungen werden, die Verlängerung nur dort wirken zu lassen, wo sie keinen Schaden anrichtet: bei den Dehnungsaufnehmern.



Was für die Rohrleitung gilt, trifft übrigens auch für den Blechmantel zu, der die Isolation schützend umgibt. Auch dieser Mantel hat eine Wärmedehnung, die man dadurch berücksichtigen kann, dass man den Mantel überlappend (teleskopartig) so verlegt, dass sich die Mantelteile ineinanderschieben können. Der dadurch entstehende Spalt muss aber mit dauerelastischem Material gut abgedichtet werden, um das Eindringen von Feuchtigkeit zu verhindern.

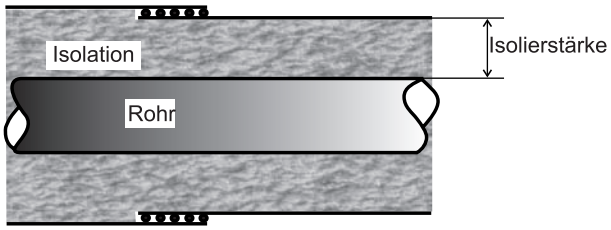


Der Abstand der Rohrhalterungen voneinander muss stets so gewählt werden, dass die restlose Entwässerung der Leitung nicht durch das Durchhängen zwischen den Halterungen verhindert wird – sei es durch das Leitungsgewicht oder durch Wärmedehnung hervorgerufen.



4.5 Die Isolation von Dampfleitungen

Leitungen, die heiße Medien transportieren, geben Wärme an die Umgebung ab. Dieser Wärmeverlust ist stets vorhanden und lässt sich durch eine geeignete Isolierung nur sehr stark vermindern, niemals ganz beseitigen. Man erstrebt daher einen Kompromiß zwischen laufenden Betriebskosten durch Wärmeverluste und den Installations- und Unterhaltskosten für die Isolierung. Diese sogenannte „wirtschaftliche Isolierdicke“, die also eine gute Verminderung der Verluste bei tragbarem Aufwand für die Isolierung und die Wartung der Leitung erbringt, liegt je nach Leitungsgröße, Dampftemperatur und örtlichen Verhältnissen (Windanfall, Umgebungstemperatur) bei 3 bis 10 cm Dicke der Isolierung (bei hohen Innentemperaturen und größeren Nennweiten auch mehr). Für den Einzelfall geben die Hersteller von Isoliermaterial genaue Hinweise.



Wichtiger als die Dicke der Isolierung ist es aber, die Leitung überhaupt zu isolieren und die Isolation vor Feuchtigkeit zu schützen. (Feuchte Isolierung verliert in nennenswertem Maße die Isolierfähigkeit und wird auf Dauer irreparabel zerstört)

Die Isolation der Hauptleitungen des Dampfnetzes dürfte für jeden selbstverständlich sein. Aber wie steht es mit den kürzeren und kleineren Nebenleitungen? Schätzen Sie einmal, was eine 15 m lange, nicht isolierte Sattdampfleitung, p_e = 12 bar, DN 25, pro Jahr mehr kostet als eine isolierte Leitung unter den gleichen Umständen! Für eine Halle mit einer Raumtemperatur von rd. 20 °C lässt sich dies überschlägig berechnen mit Hilfe unseres Diagramms „Wärmeverluste in Räumen von ca. 20 °C“. Dieses Diagramm geht auf gesammelte Erfahrungswerte zurück und gilt nur für überschlägige Berechnungen. Genauere Wärmeverlustrechnungen sind auszuführen nach Diagrammen der „Wärmetechnischen Arbeitsmappe“, herausgegeben vom VDI-Verlag.

Nach dem Diagramm lässt sich der Wärmeverlust wie folgt berechnen:

Wärmeverlust für Rohr p_e = 12 bar	
Temperatur nach Dampftafel 192 °C	3,3 kW/m² (Kilowatt pro m² Rohroberfläche)
Rohroberfläche DN 25 (äußerer Durchmesser 33,7 mm)	0,106 m²/m
Wärmeverlust pro 1 m Rohr	0,35 kW/m
dgl. für 15 m Rohr	5,2 kW
1 kW = 1 kJ/s	5,2 kJ/s
stündlicher Wärmeverlust 5,2 · 3600	18 720 kJ/h
Verdampfungswärme Δh_v	1971 kJ/kg
bei p_e = 12 bar	(lt. Dampftafel Sp. 5)
Benötigte Dampfmenge zur Deckung des Wärmeverlustes 18 720 / 1971	9,5 kg/h

Eine Isolierung der Dampfleitung mit einer Dicke von 50 mm reduziert den Wärmeverlust auf etwa $^1/_{10}$, damit errechnet sich der Wärmeverlust gegenüber einer so isolierten Rohrleitung

Dampfverlust stündlich 9,5 – 0,95 =	8,55 kg/h
im Jahr bei einschichtigem Betrieb von 2000 Betriebsstunden	17,1 t/a
Wärmeverlustkosten bei einem Dampfpreis von 30,– €/t	513 €/a

Das heißt, bei nur einschichtigem Betrieb verprasst dies lächerliche Röhrchen von 15 m Länge gut 500 € im Jahr. Was hatten Sie geschätzt?

Eine Isolierung ist bei den heutigen Energiepreisen dringlich notwendig und bezahlt sich durch die Kosteneinsparung von selbst, meist schon in einem halben Jahr, stets aber in einem Jahr. Dies ist abhängig von den Jahresbetriebsstunden.

In diesem Zusammenhang noch ein Hinweis: Die Wärmeverluste einer isolierten Rohrleitung können ganz erheblich über dem erwarteten Wert liegen, um 50 bis 100 %, wenn nicht schon bei der Montage der Leitung auf die Dicke der späteren Isolation Rücksicht genommen wird: Die Leitung muss von Wand und Decke bzw. Boden genügend Abstand haben, und die Leitung muss auch an den Haltevorrichtungen, Rohrverbindungen und Armaturen etc. gut isoliert werden können. Schließlich ergibt eine 70 mm starke Isolation um eine Leitung von 50 mm Durchmesser einen Außendurchmesser von rund 200 mm.

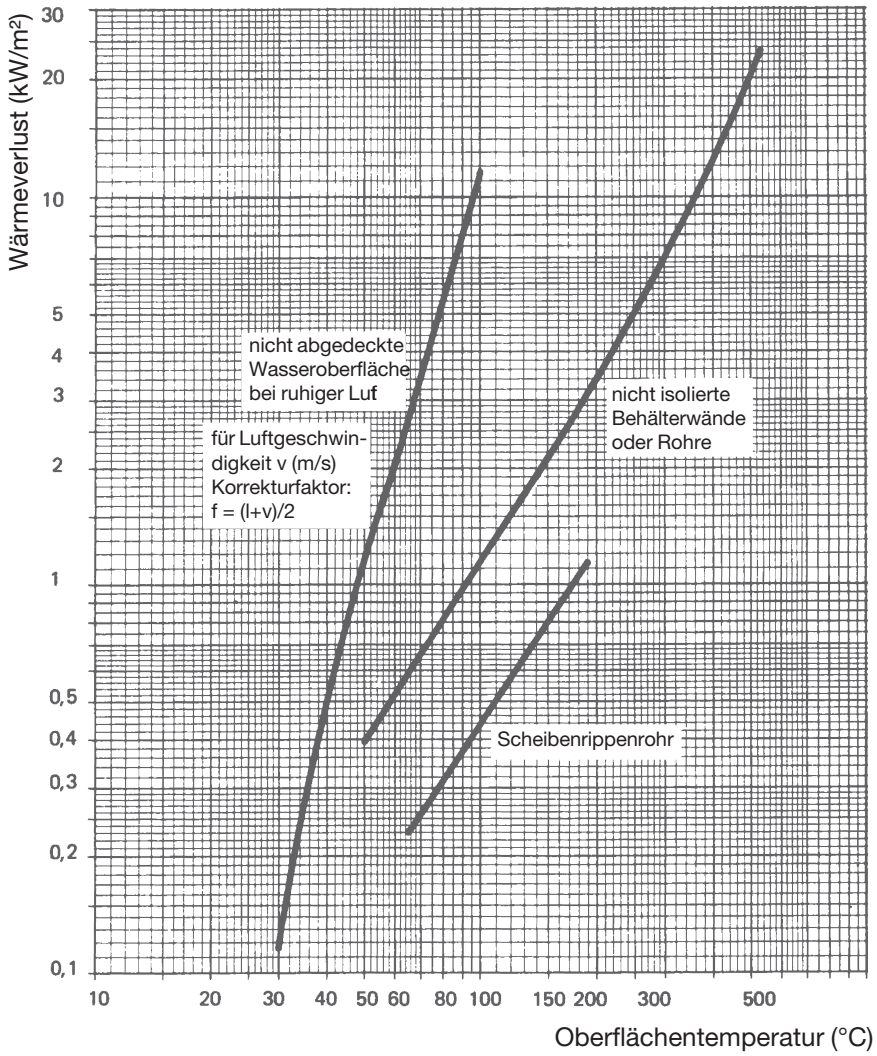
Nochmals sei's gesagt: Dicke allein ist noch nicht einmal bei der Isolation gesund; die sorgfältige Ausführung ist fast noch wichtiger. Meist ist es am billigsten, Isolierarbeiten einer bewährten Fachfirma zu überlassen.

4.6 Die Kondensation in Dampfleitungen

Wird eine Dampfleitung in Betrieb genommen, so erwärmt der einströmende Dampf die Leitung und kondensiert dabei. Deshalb entsteht beim „Anfahren" einer Dampfleitung zunächst verhältnismäßig viel Kondensat: In einer Leitung DN 100 fällt je Meter Leitungslänge etwa 0,5 kg Kondensat innerhalb z. B. 15 Minuten (= Aufheizzeit) an, wenn sie mit Dampf von 190 °C beschickt wird. Wenn der Vorgang 1 Stunde in diesem Ausmaß andauern würde, fielen demnach 2 kg Kondensat pro Meter an (50 kg in einer 25 m langen Leitung). Man sagt deshalb, die „Kondensationsgeschwindigkeit" beträgt während der ersten 15 Minuten 2 kg/h. Dieser Vorgang ist jedoch abgeschlossen, wenn die Leitung annähernd Dampftemperatur erreicht hat.

Setzt man eine gute Isolierung voraus, dann beträgt der Wärmeverlust einer Dampfleitung DN 100 bei 190 °C Betriebstemperatur im Freien nicht mehr als 0,17 kW/m (Kilowatt pro Meter Leitungslänge) einschließlich Armaturen und Halterungen, d. h. der stündliche Kondensatanfall liegt höchstens bei etwa 0,3 kg je Meter Leitungslänge; das ist rund $^1/_7$ der Kondensationsgeschwindigkeit beim Aufheizen.

Wärmeverluste in Räumen von ca. 20 °C

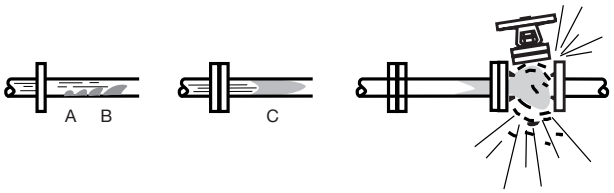


Wenn der Dampf in unserem Beispiel überhitzt ist, fällt bei entsprechender Berechnung im Dauerbetrieb überhaupt kein Kondensat an, weil zunächst nur die Überhitzung des Dampfes sinkt, ohne dass er kondensiert. Die Wärme, die in den Sattdampf hineingesteckt wurde, um ihn zu überhitzen, d. h. seine Temperatur bei gleichbleibendem Druck über die Sattdampftemperatur zu erhöhen, wird nun als Verlust an die Umgebung abgegeben, wobei zunächst nur die Temperatur des Dampfes sinkt; solange die Dampftemperatur über der Sattdampftemperatur beim jeweiligen Druck liegt, kondensiert der Dampf nicht.

Im Dauerbetrieb fällt in unserem Beispiel also höchstens 1/7 der Kondensatmenge pro Zeiteinheit (z. B. pro Minute) an, die beim Aufheizen zu bewältigen ist.

Was wir an einem Beispiel herausfanden, gilt ganz allgemein: Beim Anfahren von Dampfleitungen tritt stets ein gewisser Kondensatanfall auf, während im Dauerbetrieb einer richtig isolierten Dampfleitung wesentlich weniger oder – bei ausreichend überhitztem Dampf – fast kein Kondensat anfällt. (Siehe auch Kap. 4.9)

Könnte man unter diesen Umständen nicht auf die Entwässerung der Dampfleitung verzichten? Das folgende Bild zeigt die Folgen solcher Unterlassung: Wasserschlag zerstört Leitungen und Armaturen.



Wenn das Kondensat aus der Dampfleitung nicht rechtzeitig entfernt wird, sammelt es sich allmählich an (A); der schnellströmende Dampf kräuselt die Wasseroberfläche (B), bis das Kondensat schließlich den Dampfstrom so stark behindert, dass ein Wasserpfropfen losgerissen wird (C). Dieser Wasserpfropfen wird mit Dampfgeschwindigkeit durch die Leitung getrieben.

Für trockenen Dampf ist 25 m/s (= 90 km/h) eine durchaus normale Geschwindigkeit (Kapitel 4.3). Wird aber ein mit 90 km/h bewegter Wasserpfropfen durch ein Hindernis plötzlich abgebremst, dann sind die Folgen ähnlich, wie wenn ein Kraftwagen mit 90 km/h gegen eine Wand fährt: In der Leitung entsteht ein Wasserschlag, bei dem örtlich Drücke von mehreren tausend bar auftreten können. Temperaturregler, Reduzierventile oder auch nur ein Rohrkrümmer werden zerrissen. Viele Unglücksfälle, teils mit tödlichen Verletzungen, beweisen die Bedeutung dieser Vorgänge.

Gleiches gilt übrigens auch für Wasserleitungen, wenn die Strömung plötzlich in Gang gesetzt oder abgebremst wird, z. B. durch Magnetventile. Nur sind die Strömungsgeschwindigkeiten viel kleiner und die Abbremszeiten größer als in der Dampfleitung, so dass die Folgen nicht so katastrophal sind. Vielleicht haben Sie selbst schon die „Klopfgeister" in den Leitungen gehört? (Das soll natürlich nicht heißen, dass Magnetventile grundsätzlich schlecht seien – sie müssen nur für die jeweilige Anwendung ausreichend langsam öffnen und schließen.)

Auf die Entwässerung einer Dampfleitung zu verzichten – selbst wenn es eine Heißdampfleitung ist – wäre also ebenso riskant, wie mit dem Auto in der Stadt „nur einige hundert Meter" mit 100 km/h zu fahren: Ein Unfall oder Führerscheinentzug wäre nicht verwunderlich. Die Dampfleitung muss vielmehr so verlegt und betrieben werden, dass keine Wasserschläge auftreten. In jedem Fall muss für gute Entwässerung gesorgt werden. Ob die Entwässerung von Hand nur während des Anfahrens oder automatisch erfolgt, ist eine andere Frage, auf die in Kapitel 7 noch eingegangen wird.

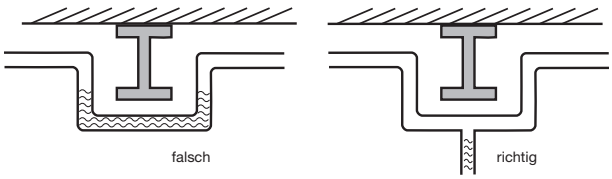
4.7 Die Verlegung von Dampfleitungen

Neben der Zweckmäßigkeit ist die Betriebssicherheit der wichtigste Gesichtspunkt bei der Erstellung von Dampfleitungen. Dazu ist, wie im vorhergehenden Kapitel gezeigt wurde, eine gute Entwässerung der Dampfleitung unerlässlich. Wo und wie wird die Leitung richtig entwässert?

Wasser und damit auch das Kondensat fließt freiwillig nur bergab, nicht bergauf. Deshalb sammelt sich das Kondensat an allen Tiefpunkten einer Leitung, wenn die Leitung außer Betrieb ist. Auch in der Heißdampfleitung kühlt der Dampf sich bei der Außerbetriebnahme ab und kondensiert. Werden diese Kondensatpfützen nicht beseitigt, dann erschweren sie das Anfahren der Leitung erheblich und rufen Wasserschläge hervor. Deshalb gilt als Grundregel für Heißdampf- wie für Sattdampfleitungen:

Alle Tiefpunkte einer Dampfleitung müssen entwässert werden.

Die beiden folgenden Bilder zeigen als Beispiel, wie ein Hindernis umgangen wird.

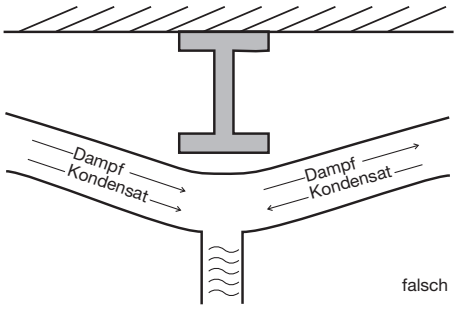


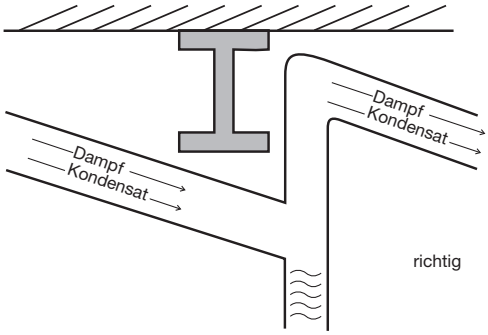
Die natürliche Bewegungsrichtung des Wassers – bergab – führt zur nächsten Grundregel:

Dampfleitungen sind mit *Gefälle* zum Entwässerungpunkt zu verlegen; die Leitung soll in Strömungsrichtung des Dampfes fallen. Gefälle nicht kleiner als 1:100 bis 1:200.

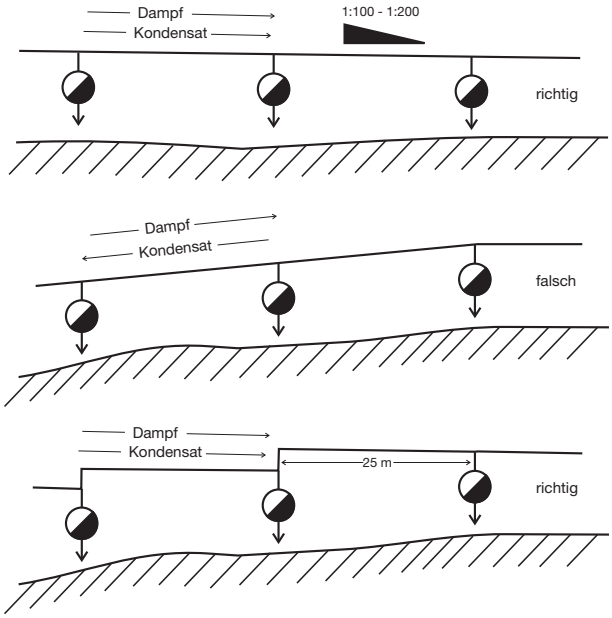
Der zweite Teil dieser Regel, dass Kondensat und Dampf in gleicher Richtung strömen sollen, ist erforderlich, weil sonst der Dampf Kondensat mitreißt und wenn nicht zu Wasserschlag, dann doch zu erhöhter Erosion führt (das wird später noch behandelt). In den beiden folgenden Bildern ist das Gefälle der Leitung der Deutlichkeit wegen übertrieben stark gezeichnet.

Die Anordnung ganz oben ergibt im rechten Leitungsteil ungünstige Strömungsverhältnisse. Besser ist es deshalb, die Leitung kurz senkrecht nach oben zu führen und dann wieder mit Gefälle in Strömungsrichtung verlaufen zu lassen





Die Entwässerung einer Dampfleitung sollte schematisch also so aussehen:



Das Gefälle der Leitung darf nicht zu klein sein, einerseits weil sonst das Kondensat an der Rohrwand klebenbleibt (die Rohrreibung ist größer als die Wirkung der Schwerkraft), andererseits weil das Gefälle sonst durch die Durchbiegung der Leitung zwischen den Halterungen wirkungslos gemacht werden kann, wie es in Kap. 4.4 gezeigt wurde. Ein Gefälle von 1:100 bis 1:200 hat sich als zweckmäßig erwiesen, d. h. 0,5 bis 1 cm Absenkung auf 1 m Länge oder 0,6 bis 1 m Absenkung je 100 Leitungslänge. Gefälle von weniger als 1:500 sind praktisch wirkungslos, in besonderen Fällen kann sogar ein Gefälle von 1:50 sinnvoll sein.

Nun kann es aber sein, dass das Gelände in Strömungsrichtung ansteigt oder dass aus anderen Gründen z. B. bei einer 1000 m langen Leitung ein Höhenunterschied von 10 m zwischen Anfang und Ende der Leitung nicht möglich ist. In diesen Fällen verlegt man den erforderlichen Anstieg der Leitung in ein kurzes, senkrecht nach oben verlaufendes Rohrstück. Wird dies bei einer längeren Leitung mehrmals wiederholt, so entsteht ein sägezahnförmiger Leitungsverlauf:

Der Abstand der Entwässerungsstellen darf nicht zu groß gewählt werden, weil sonst die Gefahr von Wasserschlägen besteht. Eine genaue Berechnung des richtigen Abstandes ist wegen der Vielzahl der Einflussgrößen nicht möglich, und systematische Untersuchungen liegen aus dem gleichen Grund nicht vor. Auch kann bei langsamem Aufheizen der Abstand größer sein als bei raschem Anfahren. Man muss deshalb von den bisherigen Erfahrungen ausgehen, die bei richtiger Ausführung der Entwässerungsstellen einen Abstand von 25 bis 50 m als angebracht erscheinen lassen. Dann wird auch der im nächsten Kapitel beschriebene Kondensatstutzen nicht unhandlich groß.

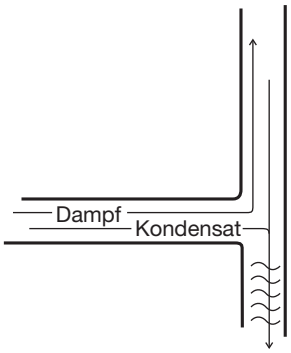
4.8 Die Entwässerung von Dampfleitungen

Häufig wird zur Ableitung des Kondensats eine viel zu kleine Leitung an die Dampfleitung angeschlossen. Ein beträchtlicher Teil des Kondensats kann über eine zu kleine Entwässerungsöffnung hinwegfließen. Wird dagegen ein Kondensatstutzen gleicher Nennweite wie die Dampfleitung verwendet, dann kann das Kondensat die „Falle“ nicht umgehen. Unsere nächste Regel lautet daher:

Kondensatstutzen sollen die gleiche Nennweite wie die Dampfleitung haben.

Eine Ausnahme bilden lediglich Leitungen mit Nennweiten über etwa DN 200, für die ein Stutzen DN 200 ausreicht, weil nicht so viel Kondensat anfällt, dass der ganze Rohrdurchmesser benötigt wird.

Wenn die Dampfleitung nach oben geführt werden muss, dann wird sinngemäß ebenso verfahren:

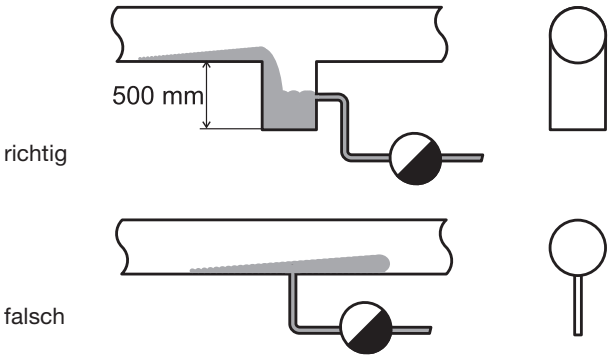


Beim Aufheizen der Dampfleitung fällt durch die zuerst kalten Rohrwandungen sehr viel mehr Kondensat an als im Dauerbetrieb. Würde der Kondensatableiter nach der Kondensationsgeschwindigkeit während der Anwärmzeit, also z. B. für die ersten 15 Minuten ausgewählt, dann wäre er in den ersten 5 Minuten noch zu klein, für 99 % der Betriebszeit aber zu groß, also unnötig teuer und häufig auch schlechter als ein

kleinerer Ableiter. Ein kleinerer Ableiter würde aber beim Anfahren die gefürchteten Wasserschläge nicht verhindern, weil er das Kondensat nicht so schnell abführen kann wie es anfällt. Zum größeren Kondensatanfall kommt nämlich noch die Tatsache hinzu, dass die Druckdifferenz beim Aufheizen kleiner ist, so dass der Ableiter erheblich weniger leistet als beim Betriebsdruck. (Siehe Diagramm Kapitel 4.9)

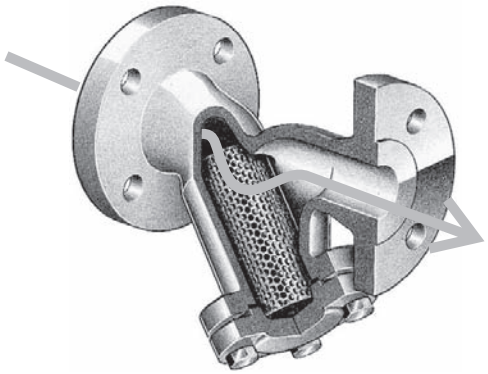
Dieses Problem kann jedoch sehr einfach gelöst werden: Man sammelt das Kondensat außerhalb der eigentlichen Dampfleitung im Kondensatstutzen, der zu diesem Zweck genügend lang sein muss: Hat der Kondensatstutzen die Nennweite der Dampfleitung, dann sollte er etwa 50 cm lang sein. Sind die Entwässerungsstellen weiter als 25 m voneinander entfernt, so muss der Stutzen entsprechend länger gemacht werden (1 m Länge bei 50 m Abstand). Auf die Berechnung eines solchen Kondensatstutzens soll verzichtet werden; zunächst mag der Hinweis genügen, dass die angegebene Stutzengröße ausreicht, das beim Aufheizen aus der Dampfleitung kommende Kondensat so lange aufzunehmen, bis die Rohrtemperatur etwa ¾ des Endwerts erreicht hat. Dann muss der Kondensatableiter genügend Leistung haben, das weiterhin anfallende Kondensat abzuführen und das vorher angesammelte Kondensat allmählich aus dem Stutzen zu entfernen.

Schließt man nun noch die Leitung zum Kondensatableiter seitlich etwas über dem Boden an den Stutzen an, so dient der Stutzenboden gleichzeitig als Schmutzsammelraum; ein abnehmbarer Boden (Blindflansch) ermöglicht die gelegentliche Reinigung. Das Bild zeigt die nach diesen Hinweisen ausgeführte und in der Praxis gut bewährte Ausführung der Leitungsentwässerung.



Der Vorteil der doppelten Sicherung gegen die Verstopfung von Armaturen durch Schmutzsammelraum und Schmutzfänger sollte nicht unterschätzt werden. Die Hoffnung, durch Weglassen dieser Einrichtungen Installationskosten und Wartungszeit zu sparen – „der Schmutz soll sich (durch Regel- und Absperrarmaturen, Wärmetauscher und Leitungen) seinen Weg bis zum Kondensatsammelgefäß suchen“, so hört man mitunter –, wird nur selten erfüllt. Denn in diesem Fall treten Verstopfungen auf, die Betriebsunterbrechungen zur falschen Zeit erforderlich machen. Oder eine wandernde Schweißperle macht eine Armatur unbrauchbar. Oder Wasserschläge verkünden weithin hörbar, dass bei der Installation gepfuscht wurde. Ein Schmutzfänger ist ohnehin billiger als eine Schweißperle, die eine Riefe in den Ventilsitz des Kondensatableiters gräbt. Der solcherart bedingte Wartungsaufwand (Dampfverlust bis der Schaden bemerkt wird, Fehlersuche, Montagezeit, Ersatzteile) ist zwar nicht regelmäßig, dafür aber um so störender und kostspieliger, verspricht also dem Installateur wie dem Betrieb allerhand Ärger.

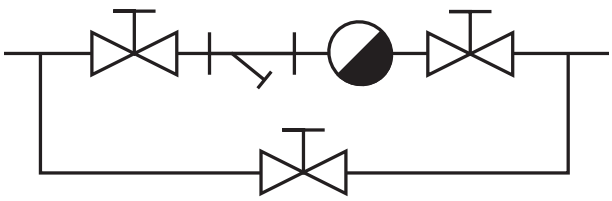
Werden dagegen die Böden der Kondensatstutzen vor der Inbetriebnahme abgenommen, dann entweichen beim Durchblasen der Leitungen etwa noch vorhandene Fremdkörper wie Schweißperlen, Muttern, Dichtungsreste, Sand auf dem kürzesten Weg und ohne Schaden anzurichten. Das „reibungslose“ Anfahren der Leitung ist also gesichert. Der Schmutzsammelraum zwischen Stutzenboden und seitlichem Abgang der Kondensatleitung bietet bis zur nächsten Überholung der Anlage Platz für später abgerostete Schweißperlen, Walzhaut, Schlamm. Der Schmutzfänger vor dem Kondensatableiter – wie vor jeder anderen Regelarmatur – ist die letzte Sicherung gegen mitgerissene Schädlinge in der Leitung.



Der Dampf strömt durch den Eingang in das zylindrische Sieb und durch die Löcher zum Ausgang. Fremdkörper werden durch das Sieb festgehalten. Wichtig ist, dass der „freie Siebquerschnitt“, das ist die Summe aller Lochflächen im Sieb, mehrfach größer ist als der Querschnitt der Leitung; dadurch bleibt der Widerstand, den der Schmutzfänger der Strömung entgegensetzt, auch dann noch klein (d. h. nicht wesentlich größer als ein gleichlanges gerades Leitungsstück), wenn ein Teil des Siebs mit Schmutz gefüllt ist. In Kapitel 11.1.4 werden wir nochmals auf dieses Gerät, seine Ausführungsformen (z. B. Abblasevorrichtung, Reinigungsmechanik) und die richtige Montage eingehen.

Ist im Kondensatableiter bereits ein Schmutzfänger eingebaut, dann kann auf die Montage eines getrennten Schmutzfängers verzichtet werden.

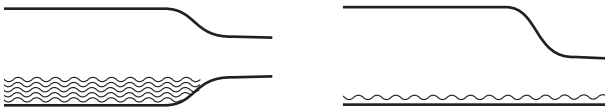
Wenn eine Dampfleitung längere Zeit, etwa mehrere Monate, ununterbrochen in Betrieb sein muss und eine zeitweilige Betriebsunterbrechung kostspielig ist, ist es empfehlenswert, die Regelarmaturen, wie z. B. Temperaturregler, Reduzierventile, Kondensatableiter, die irgendwann einmal ausfallen können, mit Absperrventilen und einer „Umgehungsleitung“, auch „Umführung“ oder „Bypass“ genannt, zu versehen.



Bei einer Störung am Kondensatableiter wird das Ventil in der Umgehungsleitung wenig geöffnet und die Ventile vor und hinter dem Kondensatableiter geschlossen. Nun kann der Ableiter ausgetauscht oder repariert werden, ohne dass die Entwässerung der Dampfleitung unterbrochen wird. Sind die Entwässerungspunkte der Dampfleitung nicht zu weit voneinander entfernt, dann kann man auf die Umgehungsleitung verzichten: Bis zur nächsten Entwässerungsstelle wird kein Wasserschlag auftreten, und der nächste Kondensatableiter wird auch genügend Kapazität haben, den zusätzlichen Kondensatanfall zu bewältigen, wie im nächsten Kapitel gezeigt wird. Die Absperrorgane vor und hinter dem Ableiter sind allerdings auch unter diesen Umständen nicht entbehrlich. Sie ermöglichen übrigens auch eine regelmäßige Wartung des Schmutzfängers und des Kondensatableiters während des Betriebs der Anlage. So ist eine bessere Arbeitsverteilung für das Wartungspersonal möglich, die allein schon die etwas höheren Kosten der Installation rechtfertigen kann. Eine besonders kostengünstige Variante ist der Einsatz dampftauglicher Kugelhähne.

Die im vorigen Bild benutzten Symbole für verschiedene Rohrleitungsteile entsprechen der Norm DIN 2429 „Sinnbilder für Rohrleitungsanlagen“. Durch die Vereinbarung solcher Zeichen ist es möglich, Rohrleitungspläne herzustellen, die übersichtlich und für jeden Fachmann ohne lange Erklärungen verständlich sind. Wir wollen deshalb die genormten Zeichen in Zukunft benutzen, ohne jedesmal ihre Bedeutung anzugeben. Die Erklärung finden Sie in Anhang 3, „Zeichnungssymbole in Anlehnung an DIN 2429“.

Das Kondensat fließt, zumindest beim Anfahren und nach dem Abstellen der Anlage, am Boden der Rohrleitung. Deshalb ist es besser, den Rohrboden gerade durchgehen zu lassen und nur die Oberseite entsprechend einzuziehen, also exzentrisch zu reduzieren:



Reduzierungen kurz vor oder nach Regelventilen können zentrisch ausgeführt werden, da in der Rohrleitung turbulente Strömung herrscht und die Druckreduzierung durch das Regelventil eine (leichte) Überhitzung verursacht (siehe Kap. 6.8). Unabhängig davon ist eine gute Entwässerung natürlich hilfreich.

4.9 Die Kondensatableitung aus Dampfleitungen

Welche Anforderungen stellt die Leitungsentwässerung an den Ableiter? Wie gezeigt wurde, muss frühzeitiger Verschleiß der Anlage durch Erosion und Beschädigung durch Wasserschlag verhindert werden, indem für rasche Entfernung des Kondensats aus den Dampfleitungen gesorgt wird. In den Dampfleitungen ist das Kondensat aber in so engem Kontakt mit dem Dampf, dass das Kondensat praktisch immer nahezu Siedetemperatur besitzt.

Werden thermische Kondensatableiter, wie z. B. der Bimetall-Kondensatableiter, für die Entwässerung von Leitungen verwendet, ist auf die richtige Ausführung der Entwässerung besonderen Wert zu legen. Der Bimetall-Kondensatableiter staut das Kondensat insbesondere auch bei Schwankungen des Gegendrucks an, die in längeren Kondensatleitungen mit Verzweigungen häufig sind; er sollte nur bei ausreichend großem Kondensatsammelraum vorgesehen werden.

Thermische Kapsel-Kondensatableiter sollten ebenfalls einen großen Anstauraum aufweisen, um die notwendige Unterkühlung ohne Rückstau in die Dampfleitung zu ermöglichen. Nähere Angaben finden Sie hierzu in Kapitel 7.

Der Thermodynamische Kondensatableiter ist dagegen für die Leitungsentwässerung sehr gut geeignet, weil er große Robustheit mit verzögerungsfreier Kondensatableitung verbindet. Ungeeignet ist er jedoch dort, wo der Druck in der Kondensatleitung mehr als etwa 50 % des Drucks in der Dampfleitung beträgt.

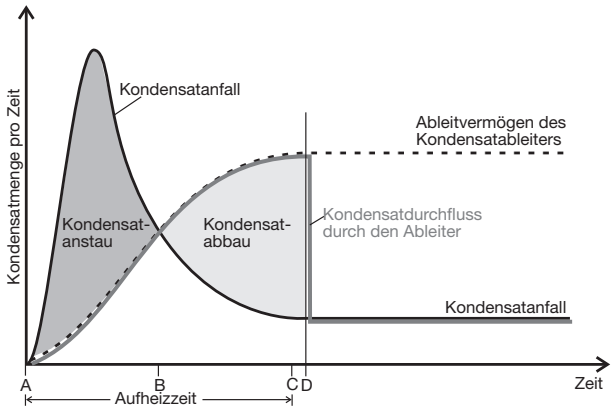
Entwässerungstechnisch ideal aber wesentlich teurer sind Kugelschwimmerableiter. Ein Blick auf Kapitel 7.4.1 und Anhang 6 zeigt uns außerdem, dass der Kugelschwimmerableiter wegen der Empfindlichkeit gegen Wasserschlag oder Frost als erste Wahl für die Leitungsentwässerung nicht in Frage kommt. Als Alternative kommt gelegentlich der Glockenschwimmerableiter zum Einsatz.

Für Dampf geringerer Überhitzung sind die normalen thermodynamischen und Kugelschwimmerableiter geeignet. Bei stärkerer Überhitzung (etwa wenn die Dampftemperatur mehr als ca. 50 K über der Sattdampftemperatur liegt), sind die Sonderausführungen zu wählen. Notfalls kann aber auch ein Normalgerät bei stärkerer Überhitzung eingesetzt werden, wenn der Ableiter 1 bis 3 Meter vom Kondensatstutzen entfernt angebracht und die Zuleitung nicht isoliert wird. Dann genügt nämlich schon der Wärmeverlust der Zuleitung, um dem Dampf die Überhitzung zu nehmen. Die gleiche Anordnung, nur mit etwas längerer Zuleitung, kann gewählt werden, wenn einmal die Verwendung eines Bimetallableiters zur Leitungsentwässerung nicht zu umgehen ist. Das Kondensat kann sich dann in der Zuleitung so weit abkühlen, dass die Öffnungstemperatur des Bimetallableiters erreicht wird.

Welche Leistung muss der Kondensatableiter haben? Setzen wir voraus, dass gemäß Kapitel 4.8 ein Kondensatstutzen von 50 cm Länge und gleicher Nennweite wie die Dampfleitung den Kondensatanfall bis zur Erwärmung der Leitung auf etwa ¾ der Endtemperatur aufnimmt. Dann genügt ein Kondensatableiter, der beim Enddruck etwa das Doppelte der beim Aufheizen durchschnittlich anfallenden Kondensatmenge abführt.

Wird der Ableiter derart bemessen, dann stellt die folgende Grafik schematisch die Vorgänge beim Aufheizen dar: Zuerst ist die Leitung kalt, es bildet sich schnell viel Kondensat. Der Ableiter kann aber wegen des noch kleinen Leitungsdrucks nur wenig ableiten. Der Überschuss (die im Diagramm zwischen A und B liegende Fläche) bleibt teils in der Rohrleitung hängen, teils wird er so lange vom Kondensatstutzen aufgenommen, bis die Abführleistung des Ableiters größer wird als der Kondensatanfall. Von der Zeit B an baut der Ableiter den Kondensatvorrat im Stutzen ab, bis er nach dem Zeitpunkt D nur noch den laufenden Kondensatanfall im Dauerbetrieb abzuführen hat. Dieser Zustand (Zeit D) wird je nach Anfahrgeschwindigkeit etwa zum Ende der Aufheizzeit bis etwa

nach der doppelten Zeit erreicht. Das Ableitvermögen des Kondensatableiters beim Betriebsdruck der Leitung ist etwa doppelt so groß wie der durchschnittliche Kondensatanfall während der Aufheizzeit. Siehe auch Kap. 4.6.



Wie das Diagramm auch zeigt, ist der Ableiter für den Dauerbetrieb etliches zu groß; aber wenn er weniger leistete, müsste der Kondensatstutzen größer gemacht werden, um ein Überlaufen während der Zeit A bis B – und damit Wasserschläge usw. – zu verhindern; dann würde der Stutzen störend groß. Vor allem aber: Es gibt kaum einen Ableiter kleinerer Leistung! Wenn man nämlich für verschiedene Betriebsdrücke den durchschnittlichen Kondensatanfall während der Aufheizzeit berechnet und aus den Geräteprospekten (auch verschiedener Hersteller) nach der genannten Regel einen Ableiter aussucht, dann landet man im allgemeinen bei der kleinsten Größe des jeweiligen Typs. Wir können unsere Regel also erfreulich einfach fassen:

Zur Dampfleitungsentwässerung genügt im allgemeinen der kleinste Kondensatableiter eines Typs, wenn ein Kondensatstutzen von etwa 50 cm Länge in der Nennweite der Dampfleitung vorgesehen und die Leitung alle 25 m entwässert wird.

Umgekehrt zeigt Ihnen das Diagramm auch, dass der Kondensatableiter für den Dauerbetrieb vielfach zu groß würde, wenn Sie ihn absichtlich größer machten, um den Stutzen verkleinern oder weglassen zu können.

Typischer Kondensatanfall beim Anfahren einer Dampfleitung:

Kondensatanfall nicht isolierte Leitung [kg/h m]

Druck [bar Ü]	DN 25	DN 50	DN 100	DN 250
2	0,26	0,47	0,88	2,11
5	0,33	0,59	1,11	2,65
8	0,37	0,67	1,26	3,02
13	0,43	0,77	1,47	3,51
32	0,59	1,06	2,01	4,81

Bei isolierten Leitungen verringern sich die Werte auf z. B. 25 %.

4.10 Luft im Dampfraum

In kaltem Zustand ist fast jede Dampfanlage mit Luft gefüllt. Denn wenn die Dampfzufuhr bei der Außerbetriebnahme abgestellt wird, kondensiert der in den Leitungen stehende Dampf, und der Druck nimmt rasch ab. Könnte überhaupt nichts in die Anlage einströmen, dann würde der Dampfdruck bei Abkühlung auf 20 °C auf einen absoluten Druck von etwa 0,023 bar sinken (Dampftafel, Spalte 2 und 3), d. h. der Druck in den Leitungen würde nun stark unter dem Atmosphärendruck liegen. So weit kommt es jedoch fast nie, weil die Dampf-Kondensat-Anlage Bauteile enthält, die zwar gegen einen inneren Überdruck einwandfrei abdichten, in umgekehrter Richtung, also bei einem Überdruck von außen, aber nicht oder nur unvollständig dichten. Deshalb strömt, sobald der Innendruck unter den Atmosphärendruck sinkt, Luft von außen in die Dampf-Kondensat-Anlage: durch Stopfbuchsen und Flanschverbindungen, durch die Kondensatleitungen und Kondensatableiter vom Kondensatsammler her, durch Entlüfter und Belüfter.

Wird die Anlage wieder in Betrieb genommen, dann strömt Dampf ein, der dank seines höheren Druckes die Luft zusammenpresst; der Druck in der Anlage steigt. Nun muss aber die Luft entweichen können, denn da sie nicht kondensiert, würde sie den weiteren Zustrom von Dampf unmöglich machen. Nehmen wir an, die Luft kann über Entlüfter und Kondensatableiter aus der Dampfanlage abströmen; Dampf strömt dann nach und schiebt die Luft vor sich her.

Nun kann man aber nicht an jeder Ecke einen Entlüfter anbringen. Deshalb werden in strömungsungünstigen Ecken Luftreste zurückbleiben. Ferner strömt der Dampf ja mit Turbulenz in und durch die Leitungen, so dass er sich teilweise mit der Luft vermischt.

Aus diesen Gründen ist auch nach der ersten Phase der Inbetriebnahme und der dabei erfolgten Entlüftung noch Luft in der Anlage.

Schließlich kann auch während des Dauerbetriebs laufend eine geringe Menge Luft mit dem Dampf ins System gelangen, denn das Rohwasser enthält geringe Mengen Luft gelöst, die bei der Dampferzeugung als Gas frei werden und vom Dampf in die Leitungen mitgenommen werden, wenn das Speisewasser vorher nicht ganz sorgfältig entgast wurde. Diese Luftmenge ist zwar klein im Vergleich zur erzeugten Dampfmenge (in nicht entgastem heißem Wasser sind einige Milligramm Luft je Liter Speisewasser gelöst), da diese Luft aber im Dampfraum nicht kondensiert, sammelt sie sich ausgerechnet dort, wo sie am meisten stört: an der Wärmetauscherfläche.

Der Dampf strömt sozusagen freiwillig dorthin, wo er benötigt wird, nämlich zur Heizfläche. Deshalb wird auch Luft, die der Dampf mitführt, zur Heizfläche transportiert. Dort kondensiert der Dampf und läuft als Kondensat ab. Die Luft kann aber bei diesen Temperaturen nicht kondensieren, sie legt sich vielmehr in einer Schicht über die Heizfläche. Die Folge ist eine ganz erhebliche Verringerung der Heizleistung, weil Luft die Wärme sehr schlecht leitet. (Deshalb ist Luft ja der wichtigste Bestandteil von Isolierstoffen.) Eine (reine) Luftschicht von nur einem Zehntel Millimeter Dicke setzt dem Wärmedurchgang den gleichen Widerstand entgegen wie eine etwa 10 Millimeter dicke Schmutzschicht auf der

Heizfläche oder wie eine 16 Zentimeter starke Stahlwand – das heißt, schon eine geringe Luftmenge kann den Wärmetauscher weitgehend unbrauchbar machen.

Wird die Luft in eine Ecke des Dampfraums gedrängt, aus der sie aufgrund der Strömungsverhältnisse nicht entweichen kann, dann sinkt ihre Temperatur erheblich unter die Temperatur des Sattdampfes beim jeweiligen Druck ab; die hiervon betroffenen Teile der Heizfläche werden demzufolge eine erheblich tiefere Temperatur aufweisen als man erwartet, wenn man lediglich auf den Dampfdruckmesser schaut (denn gewöhnlich erwartet man die zum herrschenden Dampfdruck gehörende Sattdampftemperatur).

Darüber hinaus begünstigt die Luft wegen des in ihr enthaltenen Sauerstoffs die Korrosion, setzt also die Lebensdauer der Apparate herab.
Nochmals: Luft behindert den Wärmedurchgang sehr stark, setzt die Temperatur herab und bewirkt erhöhte Korrosion. Aus diesen Gründen ist Luft in einer Dampfanlage höchst unerwünscht, und man versucht, sie möglichst restlos aus den Dampfräumen zu entfernen und fernzuhalten.

Die wichtigsten Gesichtspunkte für die Entlüftung ergeben sich aus den vorstehenden Betrachtungen:
- **Bei Inbetriebnahme die Luft möglichst rasch abführen**
- **Vermischung von Dampf und Luft möglichst vermeiden**
- **Tote Ecken entlüften**
- **Das Speisewasser gut aufbereiten**

Für den Konstrukteur von Wärmetauschern ist noch wichtig, dass er tote Ecken zu vermeiden sucht und durch Führung der Dampfströmung entlang der Heizfläche (nicht senkrecht zu ihr) der Ausbildung von Luftfilmen an der Heizfläche entgegenwirkt.

Die Speisewasserentgasung ist bei allen größeren Anlagen selbstverständlich. Bei kleinen Anlagen wird von einer Entgasungsanlage aus Kostengründen häufig abgesehen. Hier sollte zumindest das Speisewasser auf 80 bis 90 °C erwärmt werden, um wenigstens den größten Teil der Gase auszutreiben.

4.10.1 Zweckmäßige Entlüftung

Betrachten wir zunächst die gesamte Dampfanlage:

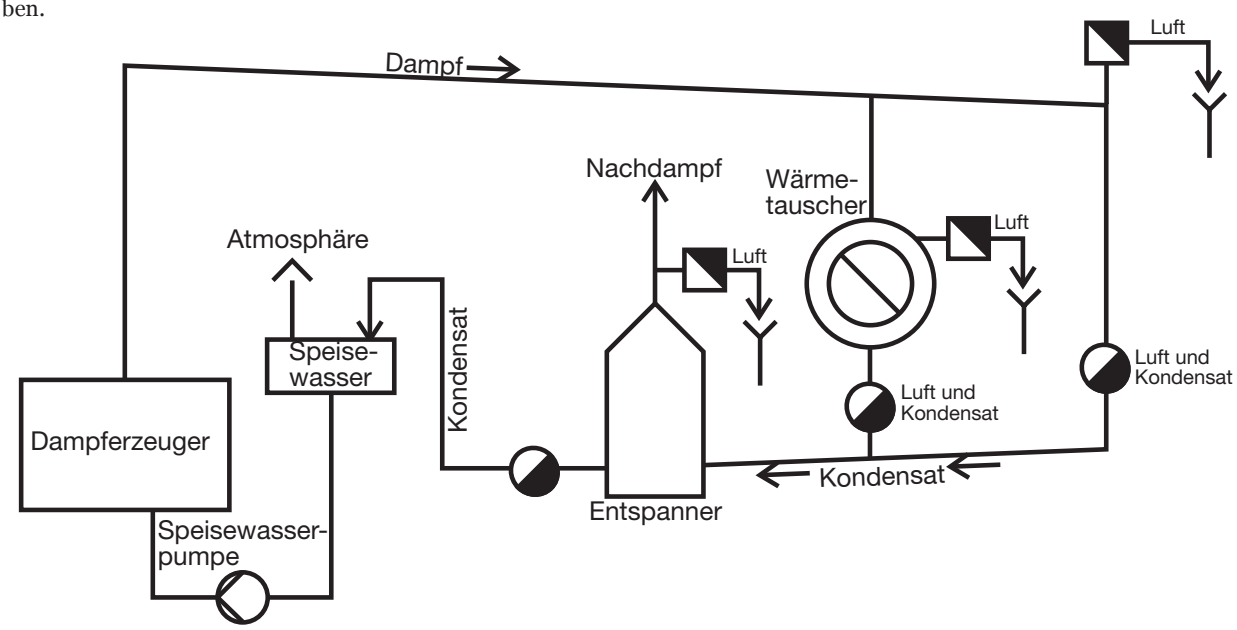
Der Kreislauf führt vom Kessel durch die Dampfleitungen und durch die Wärmetauscher über die Kondensatableiter und durch das Kondensatnetz zurück zum Speisewassergefäß. In jedem Fall wird also Luft zu den Kondensatableitern gelangen. Deshalb sollen diese Geräte eine ausreichende Entlüftungsleistung aufweisen.

Bei der Inbetriebnahme fällt aber oft so viel Luft innerhalb sehr kurzer Zeit an, dass die Kondensatableiter, deren Hauptaufgabe ja nicht Entlüftung, sondern Kondensatableitung ist, mehr oder weniger überfordert sind.

Man entfernt deshalb einen Teil der Luft schon vorher, indem man mindestens am Ende der Dampfleitung, bei größeren Leitungslängen auch schon vorher Entlüfter anbringt. Dadurch wird die beim Aufheizen in der Anlage vorhandene Luft rascher abgeführt, und der Dampf hat weniger Gelegenheit, sich mit der Luft zu vermischen. Im obigen Bild sind die für die Entlüfter notwendigen Trichter gezeichnet, die das möglicherweise mit der Luft austretende Kondensat über eine Rohrleitung in den Kanal führen sollen. Bei den folgenden Bildern sind zur Vereinfachung die Trichter weggelassen.

Hat der Wärmetauscher einen größeren Dampfraum, dann sollte aus dem gleichen Grund auch der Dampfraum mit einem oder mehreren Entlüftern versehen sein. Dies ist auch dann erforderlich, wenn der Dampfraum „tote Ecken“ aufweist, in die sich die Luft verkriechen könnte .

Eine gut entlüftete Anlage kommt schneller auf ihre volle Leistung als ein schlecht entlüftetes System, weil die Sattdampftemperatur im Dampfraum früher erreicht wird. Dies rechtfertigt den Einsatz getrennter Entlüfter, zumal die Kondensatableiter während des Anfahrvorgangs durch den mehrfach höheren Kondensatanfall bei noch niedriger Druckdifferenz meist voll belastet sind.



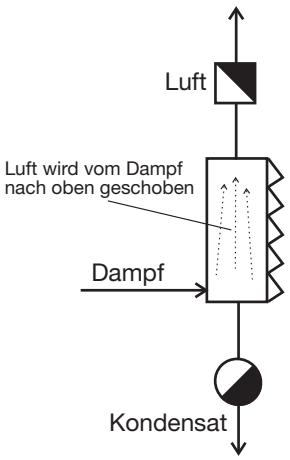
Wird das Kondensat einem Sammler zugeführt, aus dem der Nachdampf zur weiteren Verwendung abgezogen wird, dann sollte der Sammler natürlich ebenfalls entlüftet werden, um eine unnötige „Vergiftung“ der mit dem Nachdampf beheizten Verbraucher mit Luft zu vermeiden.

In der Dampfleitung schiebt der Dampf die Luft vor sich her, und es gibt kaum tote Ecken. Deshalb ist hier das Ende der Leibung bzw. die Enden von Entnahmeleitungen zweifellos der richtige Platz für die Entlüftung.

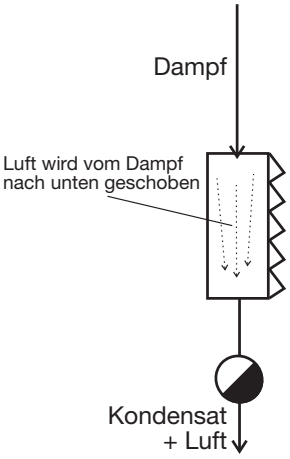
Das gleiche Prinzip gilt aber auch für die Entlüftung von Wärmetauschern:

Entlüfter werden dort angebracht, wo die Dampfleitung zu Ende ist, sowie an strömungsarmen Ecken, in welche die Luft abgedrängt wird.

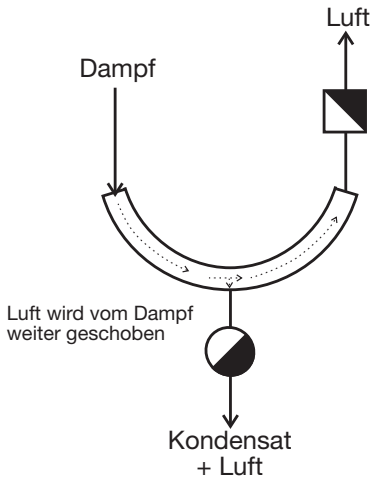
Betrachten wir das an einigen schematischen Beispielen:



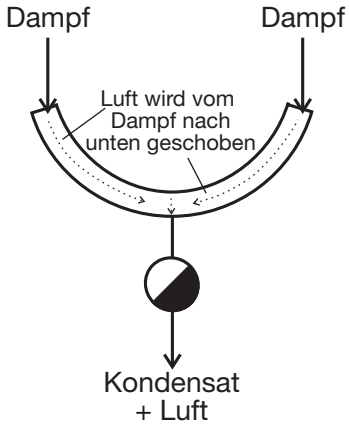
In dem von unten mit Dampf versorgten Heizregister (kleiner Querschnitt!) wird die Luft vor dem Dampf hergeschoben. Der Entlüfter muss deshalb oben angebracht werden.



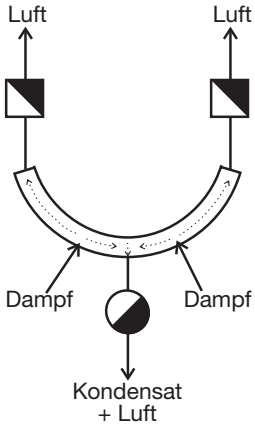
Das von oben mit Dampf beaufschlagte Heizregister zwingt die Luft nach unten; die Entlüftung muss hier unten erfolgen, also vom Kondensatableiter wahrgenommen werden.



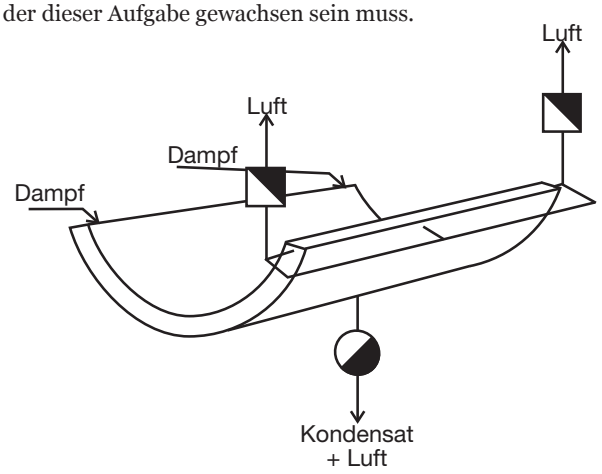
Hier handelt es sich um die Mulde einer Heißmangel oder um eine Kocheinrichtung, die von einer Seite mit Dampf beschickt wird. Der Dampf schiebt die Luft vor sich her, reißt dabei auch den Luftfilm von der Wärmetauscherfläche mit und drückt die Luft zum Kondensatableiter und in die entgegengesetzte Ecke; dorthin gehört deshalb ein Entlüfter.



In diesem Beispiel wird der Dampfraum von zwei Seiten mit Dampf gespeist. Die Luft wird nach unten zum Kondensatableiter gedrückt, der gleichzeitig als automatischer Entlüfter wirken muss oder einen solchen Entlüfter eingebaut hat.

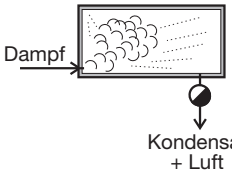


Die Dampfzuführung unten seitlich wird z. B. bei Würzepfannen in Brauereien angewendet. Der Dampf drückt die Luft sowohl nach oben – deshalb müssen dort Entlüfter angebracht werden – als auch nach unten zum Kondensatableiter, der dieser Aufgabe gewachsen sein muss.

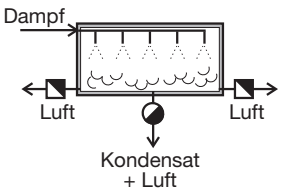


Aus der im vorherigen Bild gezeigten Dampfzuführung an zwei Punkten ergeben sich andere Verhältnisse, die eine Entlüftung an der gegenüberliegenden Seite erfordern. Die Entlüftungsöffnungen sollten gegenüber den Dampfeintrittsöffnungen versetzt sein, weil dadurch Luftpolster am besten vermieden werden.

Bei großräumigen Dampfverbrauchern empfiehlt es sich, durch geeignete Dampfführung eine gleichmäßige Dampfströmung und damit auch eine eindeutige Entlüftung zu ermöglichen, wie die beiden folgenden Abbildungen andeuten sollen. Sterilisierkammern und Trockenräume gehören zu dieser Gruppe.

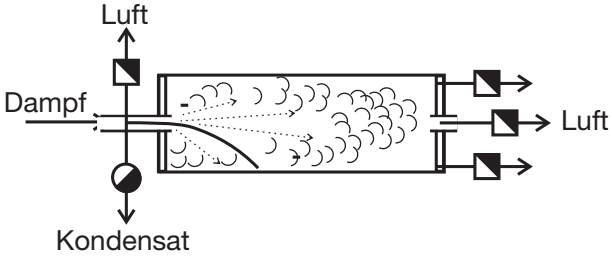


Ungünstig: Die Luft kann sich über den Dampfraum verteilen



Günstig: Die Luft wird zu den Entlüftungsstellen gedrängt.

Einen der schwierigsten Fälle für die Anbringung von Entlüftern bilden die rotierenden Trockenzylinder (Kalander).



Hier bleibt nichts anderes übrig, als einen Entlüfter an das Ende des Steigrohrs anzuschließen, um wenigstens diejenige Luft vollständig abzuführen, die ins Steigrohr gelangt. Zwar hat man auch schon Entlüfter in die gegenüberliegende Stirnwand des Zylinders eingesetzt, wo sie aufgrund der Strömungsverhältnisse hingehören, doch kann diese Anordnung wegen der damit verbundenen Unfallgefahr nicht empfohlen werden. Auch ein Entlüfteranschluss am gegenüberliegenden Lager, rechts im Bild, ist im allgemeinen nicht möglich.

Anmerkung: Mitunter wird unter Hinweis darauf, dass bei gleichem Druck und gleicher Temperatur Luft schwerer ist als Wasserdampf, gefordert, dass die Entlüfter möglichst unten angebracht werden sollen. Das ist aber nicht richtig: einerseits weil die Voraussetzung gleichen Druckes praktisch nie zutrifft (nach dem Partialdruckgesetz), anderseits weil der vermischende Einfluss der Strömungen im Dampfraum und der Molekularbewegung sehr viel größer ist als das Trennbestreben aufgrund der unterschiedlichen Molekulargewichte. Wenn das nicht so wäre, dann müsste in einem abgeschlossenen Zimmer die Luft am Boden trocken sein, an der Zimmerdecke müsste sich der Wasserdampf sammeln. Das ist aber, wie Sie wissen, nicht der Fall (dass der Wasserdampf vom Kochtopf rasch aufsteigt, liegt daran, dass er wie auch die umgebende Luft eine sehr viel höhere Temperatur hat als die Zimmerluft). Im Dampfsystem wird die Luft vielmehr, wie gesagt, teils vor dem Dampf hergeschoben, teils ist sie mit dem Dampf vermischt und wird von diesem an die Heizfläche getragen sowie in Bereiche geringer Strömung (tote Ecken) abgedrängt.

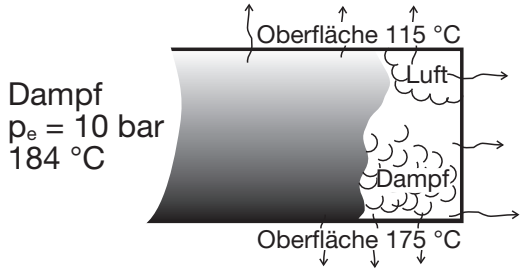
Über diese grundsätzlichen Erwägungen hinaus ist bei der Montage von Entlüftern zu bedenken, dass die Entlüfter meistens nicht nur Luft durchtreten lassen. In kaltem Zustand sind sie geöffnet, leiten bei einer Überflutung der Leitung oder des Wärmetauschers also außer Luft auch Wasser ab, und während des Betriebs öffnen die Entlüfter in gewissen Zeitabständen, um Luft-Dampf-Gemische abzulassen. Gelegentlicher Dampfaustritt ist deshalb keine Fehlfunktion, sondern gehört zur normalen Arbeitsweise der Geräte. Da aber niemand gern Wasser- und Dampfspeier im Betrieb hat, wird der Ausgang der Entlüfter über einen offenen Trichter an die Kanalisation abgeschlossen oder, weniger günstig, aber manchmal das kleinere Übel, fest mit der Kondensatleitung verbunden.

4.10.2 Entlüfter

Die Zeiten, in denen man von Hand eine Entlüftungsschraube an der Dampfleitung und am Wärmetauscher einige Zeit öffnete, bis man glaubte, dass nun alle Luft und alles Luft-Dampf-Gemisch abgelassen sei, sind vorbei. Denn eine einfache und zuverlässige Möglichkeit, die richtige Zeitdauer der Handentlüftung zu bestimmen, gibt es nicht – abgesehen davon, dass ja auch während des Betriebs der Anlage entlüftet werden sollte, um auch geringe Mengen Luft von der Heizfläche fernzuhalten. Deshalb verwendet man heute nur noch automatische Dampfentlüfter, also Geräte, die Luft und Luft-Dampf-Gemische selbsttätig ablassen, reinen Dampf aber zurückhalten. Das gelingt aufgrund der Tatsache, dass sich die Luft und auch Dampf-Luft-Gemische unter die Sättigungstemperatur abkühlen, während luftfreier Sattdampf stets die (laut Dampftafel, Spalte 3) zum jeweiligen Druck gehörende Temperatur hat.

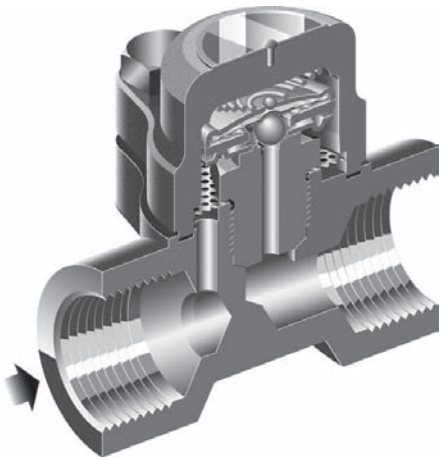
Betrachten wir als Beispiel eine Mangelwalze, die mit Sattdampf p_e = 10 bar betrieben wird, also mit Dampf von 184 °C. Sammelt sich in einer Ecke Luft, dann gibt diese Wärme ab,

wie an anderen Stellen der Dampf; da sie dabei aber nicht kondensiert, kann kein Dampf nachströmen; die an der Heizfläche liegende Luft kann deshalb Wärmenachschub nur durch Wärmeleitung durch die davor stehende Luft hindurch erhalten. Da Luft die Wärme aber sehr schlecht leitet, kommt nicht genügend Wärme nach, um die hohe Anfangstemperatur der Luft aufrecht zu erhalten, und die Luft kühlt sich an der Heizfläche ab, die Heizfläche wird sich auf z. B. 115 °C oder gar noch weniger abkühlen.



Diese für den Betreiber der Maschine so ungünstige Eigenschaft der Luft wird anderseits ausgenutzt, um die Luft und Luft-Dampf-Gemische zu entfernen. Die in Kapitel 7 beschriebenen thermischen Kondensatableiter (Schnellentleerer, thermische Kapsel- und Bimetall-Kondensatableiter) öffnen, wenn die Temperatur um einen bestimmten Betrag unter die jeweilige Sattdampftemperatur fällt oder wenn eine bestimmte Temperatur unterschritten wird. Deshalb lassen sich diese Geräte ohne jede Änderung als automatische Entlüfter verwenden.

Entlüfter nach dem Schnellentleerer-Prinzip (folgendes Bild) in moderner Ausführung als thermischer Kapsel-Kondensatableiter (Kapitel 7) öffnen wenige Grad unter Sattdampftemperatur, leiten also auch Dampf-Luft-Gemische zuverlässig ab.



Entlüfter mit Bimetallsteuerung sind robust und für hohe Drücke und überhitzten Dampf verwendbar, werden heute aber nicht mehr so häufig eingesetzt.

4.11 Die Inbetriebnahme von Dampfleitungen

Wird der Dampf in eine kalte Leitung geschickt, dann fällt zunächst sehr viel Kondensat an, wie wir soeben gesehen haben. Steigt der Druck in der Dampfleitung zu schnell an, dann wird das Kondensat mit viel zu hoher Geschwindigkeit durch die Leitungen gejagt und verursacht Schäden an Leitungen, Armaturen und Wärmetauschern – auch bei richtiger Anordnung der Entwässerungseinrichtungen. Deshalb muss die Inbetriebnahme kleiner wie großer Anlagen *langsam* erfolgen.

Noch ein anderer wichtiger Grund spricht für langsames Aufheizen: Das Leitungsrohr erwärmt sich dann gleichmäßiger, so dass die Spannungen im Material klein bleiben. Wird der Dampfdruck dagegen rasch erhöht, dann sammelt sich unten im Rohr kühleres Kondensat, während die Rohroberseite von merklich heißerem Dampf berührt wird. Unter- und Oberseite des Rohrs haben dann unterschiedliche Temperaturen und verlängern sich demzufolge unterschiedlich, so dass sich die Leitung u. U. trotz einwandfreier Montage verbiegt; undichte Flanschverbindungen sind die Folge.

Wie unvermutet groß dieses Bestreben, sich zu verlängern, ist, zeigt eine kurze Rechnung: Eine 25 m lange Rohrleitung DN 50 führe unten Kondensat von 145 °C, oben Sattdampf von 170 °C (p_e = 7 bar), so dass der Temperaturunterschied zwischen Rohroberseite und Rohrunterseite im Mittel nur etwa 25 K beträgt; nach der Formel von Kapitel 4.4 wird sich die Oberseite um 7 mm mehr verlängern als die Unterseite. Dies hat zur Folge, dass sich das Rohr in der Mitte des 25 m langen Stücks um rd. 400 (vierhundert) mm aus der Normallage anheben möchte. Zwar wirken Halterungen, Rohrgewicht und entstehende zusätzliche Rohrspannungen dieser Verbiegung entgegen, aber Sie werden wohl nicht bezweifeln, dass erhebliche Materialbeanspruchungen auftreten.

In den dickwandigeren Rohrleitungsteilen wie Flanschen und Armaturen entsteht beim raschen Anwärmen auch eine beträchtliche Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenseite. So entsteht wieder ein Verbiegungsbestreben, das gefährliche Schäden zur Folge haben kann, zumal die dickwandigeren Armaturen häufig aus weniger elastischen Gußwerkstoffen bestehen.

Größere, selten anzufahrende Leitungen werden häufig „von Hand“ in Betrieb genommen: An den Entwässerungsstellen werden Ablassventile von Hand geöffnet (eigentlich müssen sie schon von der Außerbetriebnahme her geöffnet sein), dann der Dampf in die Leitung gelassen und der Druck langsam erhöht. Wenn kein Kondensat mehr anfällt, werden die Entwässerungsventile wieder von Hand geschlossen.

Diese Handhabung ist vor allem bei Dampfleitungen zu Turbinen wichtig. Jede Automatik kann nämlich einmal ausfallen, und dann wäre der Schaden an der Turbine sehr groß.

Werden Leitungen, die im Dauerbetrieb stets ausreichend überhitzten Dampf führen, beim Anfahren von Hand entwässert, dann genügen wenige Kondensatableiter, denn es fällt nach dem Aufheizen praktisch kein Kondensat mehr an. Voraussetzung ist allerdings, dass stets so viel Dampf strömt, dass die Überhitzung tatsächlich nicht verloren geht; strömt nämlich weniger als bei der Berechnung der Leitung angenommen wurde, dann kühlt sich der Dampf durch die immer

vorhandenen Wärmeverluste der Leitung rasch ab, und es bildet sich Kondensat. Dass alle Tiefpunkte entwässert werden müssen, wurde bereits gesagt.

In den meisten Fällen wird jedoch die automatische Anfahrentwässerung der Leitungen durch Kondensatableiter größere Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit ermöglichen. Dies gilt besonders für alle häufig aufzuheizenden Dampfnetze.

Ob von Hand oder automatisch „angefahren“ wird, ob die Anlage groß oder klein ist, stets gilt die Regel:

Dampfleitungen dürfen nur langsam aufgeheizt werden.

Freilich, mit der Angabe „langsam“ können Sie nicht viel anfangen, wenn Sie nicht schon erhebliche Erfahrungen haben (und dann brauchen Sie solche Regeln nicht). Derartige Erfahrungen lassen sich aber nicht von einer Anlage auf eine andere übertragen. Betrachten Sie es deshalb nur als Anhaltspunkt – und natürlich unverbindlich –, wenn wir Ihnen vorschlagen, den Druck niemals schneller als in 3 bis 5 Minuten von null auf den Enddruck zu erhöhen; je nach Verhältnissen sind bis zu 20 Minuten, bei großen Anlagen noch mehr Aufheizzeit vorzusehen. Die Aufheizzeit ist nicht schon dann richtig, wenn keine Wasserschläge und Undichtheiten auftreten, sondern wenn sich Leitungen und Armaturen gleichmäßig erwärmen können und wenn keine hohen Strömungsgeschwindigkeiten auftreten.

4.12 Der Lufteinfluss im Dampf

Der Druck eines Gasgemisches ergibt sich aus der Summe der Einzeldrücke. Bei einem Gemisch aus Luft und Dampf ist daher
Gesamtdruck = Partialdruck Dampf + Partialdruck Luft

Beispiel:
10 bar Druckanzeige am Manometer
10 % Luftanteil

Gesamtdruck 10 bar = 9 bar Dampfdruck + 1 bar Luftdruck

Bei 10 bar Druck würde man eine Dampftemperatur von 184,1 °C erwarten (Wasserdampftafel Kap. 1.7). Tatsächlich ist jedoch nur 9 bar Dampf-Partialdruck vorhanden, d. h. die Temperatur beträgt nur 179,9 °C!

Zusätzlich zur Herabsetzung der Temperatur führt die Luft zu schlechteren Wärmedurchgangskoeffizienten, Beispiel:

Luftanteil [%]	Wärmedurchgangs-koeffizient [W/m²K]
0	1800
1	1590
2	1430
3	1300
4	1180

Schlechte Entlüftung ändert also sämtliche Berechnungsgrundlagen für einen Wärmetausch. Schlechte Entlüftung ist viel öfter die Ursache für Fehlstörungen von Prozessen als man gemeinhin denkt. Wer am kleinen Entlüfter spart, der spart an der falschen Stelle und muss überdimensional mehr für den Wärmetauscher ausgeben.

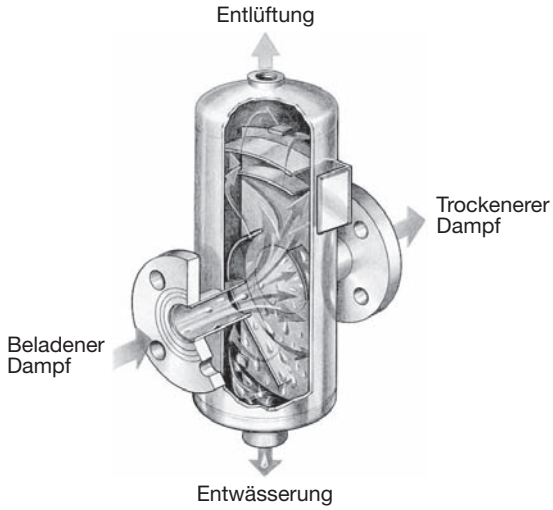
5. Die Behandlung von Dampf

5.1 Dampftrockner, Abzweigungen, Dampfverteiler

Viele Dampferzeuger liefern keinen überhitzten Dampf, manche schicken mit dem Dampf sogar sehr viel Wasser in die Leitung. Selbst eine anfängliche Überhitzung kann durch die Wärmeverluste der Leitung verlorengehen, so dass der Dampf „nass“ wird.

Wo solche Verhältnisse vorliegen, ist Vorsicht geboten. Für „trockenen“ Dampf ist eine Geschwindigkeit von z. B. 25 m/s durchaus angebracht und normal. Nassdampf wirkt aber wie ein Sandstrahlgebläse: Die mit 90 km/h durch die Leitung schießenden Wassertröpfchen zersägen – buchstäblich! – Leitungen und Ventilsitze oder bohren Löcher in Rohrbogen. Diese sogenannte „Erosion“ ist deshalb eine ziemlich teure Angelegenheit. Außerdem behindert Wasser im Dampf den Wärmeübergang in den Wärmetauschern, reduziert also deren Leistung.

Aus diesen Gründen versucht man, das Wasser möglichst rasch aus dem Dampf zu entfernen durch den Einbau von „Wasserabscheidern“ in die Sattdampfleitungen, auch „Dampftrockner“ genannt.

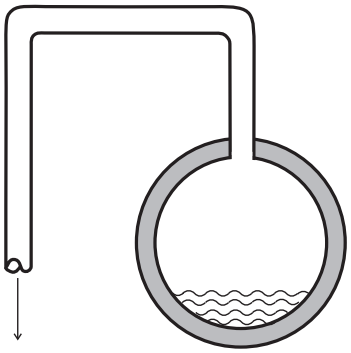


Die Wassertropfen werden an die Prallbleche geschleudert und laufen von diesen zum Boden des Geräts. Da der Querschnitt des Trockners mehrfach größer ist als der Querschnitt der Dampfleitung, strömt der Dampf im Gerät so langsam, dass er das Wasser von den Prallblechen nicht losreißen kann, vorausgesetzt natürlich, der Trockner wird richtig entwässert.

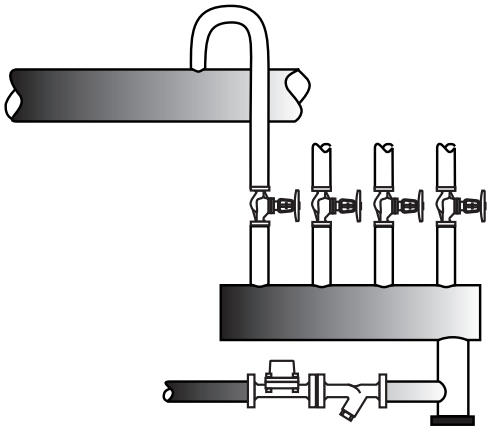
Das Prinzip ist einfach, aber auch hier kommt der Schweiß vor dem Preis (= Erfolg), d. h. es bedarf langwieriger Versuche, um Dampftrockner mit zufriedenstellendem Trocknungseffekt zu entwickeln: Bei zu hoher Dampfgeschwindigkeit im Trockner wird das zuerst abgeschiedene Wasser wieder mitgerissen – bei zu kleiner Dampfgeschwindigkeit wandert das Wasser mit dem Dampf um die Prallplatten herum.

Die Entwässerung von Dampftrocknern sollte nicht durch die rückstauenden Bimetall- oder Kapselableiter erfolgen. Erste Wahl sind Kugelschwimmer- und Thermodynamische Kondensatableiter.

Da man sich mit gutem Grund so sorgfältig bemüht, das Wasser aus den Dampfleitungen zu entfernen, dürfte es auch verständlich sein, wenn man eine Abzweigung zur Entnahme von Dampf aus einer Hauptleitung nicht unten anschließt, wo evtl. Kondensat fließt, sondern stets an der Oberseite der Hauptleitung. Auf diese Weise kommt so wenig Kondensat wie möglich in die Entnahmeleitung.



Mehrere eng beieinanderliegende Entnahmeleitungen werden nicht einzeln an die Hauptleitung angeschlossen, sondern über einen Dampfverteiler:

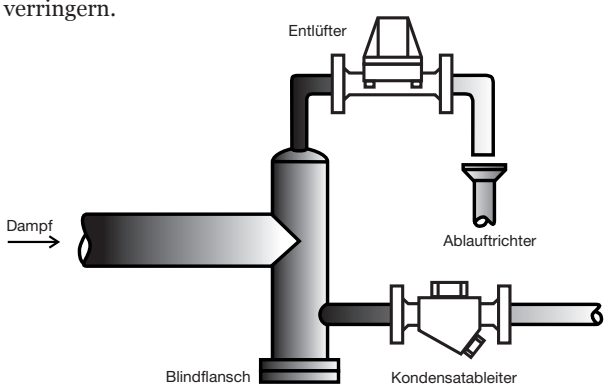


Die ausreichend bemessene Entnahmeleitung führt zu einem größeren Rohrstück, dem „Verteiler“. Der größere Querschnitt des Verteilers sorgt dafür, dass die vom Verteiler ausgehenden Nebenleitungen gleichmäßig mit Dampf versorgt werden. Da der Verteiler mehrere Nebenleitungen zusammenfasst und an leicht zugänglicher Stelle montiert werden kann, vereinfacht er die Bedienung der Dampfanlage und erleichtert die Übersicht. Da er einen Tiefpunkt bildet, muss er entwässert werden, wobei der kleinste Kondensatableiter im allgemeinen ausreicht.

5.2 Entlüftung von Dampfleitungen

Schließlich müssen wir beim Bau von Dampfleitungen noch berücksichtigen, dass sich viel Luft in den Leitungen befindet, wenn die Anlage außer Betrieb ist. Erst wenn diese Luft entfernt ist, kann die Anlage ihre volle Leistung erreichen, wie später noch bewiesen wird. Deshalb ist es wichtig, auch die Dampfleitungen zu entlüften.
(Wir sind bereits in Kap. 4.10 darauf eingegangen.)

Da die Luft, auch wenn sie mit Dampf vermischt ist, zu örtlichen Temperaturerniedrigungen führt, trägt eine gute Entlüftung der Leitungen auch dazu bei, beim Anfahren wie im Dauerbetrieb Temperaturdifferenzen im Material soweit wie möglich zu vermeiden und so die Materialbeanspruchung zu verringern.



Luft ist bei gleichem Druck schwerer als Dampf; in den Dampfleitungen geht es wegen der hohen Strömungsgeschwindigkeiten jedoch so „turbulent“ zu, dass die Luft keine Chance hat, sich vorwiegend am Boden der Leitung abzusetzen. Beim Anfahren vermischt sich der Dampf teilweise mit der Luft, teils schiebt er sie vor sich her durch die Leitungen.

Wir sehen deshalb am Ende der Dampfleitung stets Entlüfter vor. Auch wenn ein eingesetzter Kondenstableiter bereits über gute Entlüftungseigenschaften verfügt. Bei längeren Leitungen wird man auch im Verlauf der Leitung noch einige Entlüftungspunkte anordnen.

Bei der Gestaltung der Entlüftungsstellen und bei der Auswahl der Geräte ist zu beachten, dass Luft nicht nur bei der Inbetriebnahme der Leitung zu entfernen ist. Luft und andere nicht kondensierende Gase, z. B. Kohlendioxid, werden vom Dampferzeuger auch während des Betriebs mit dem Dampf vermischt in die Leitungen geschickt, wenn das Kesselspeisewasser nicht sehr sorgfältig aufbereitet und entgast wurde, also besonders in kleineren Anlagen.

Als Entlüfter sind thermische Kondensatableiter besonders geeignet: Schnellentleerer, Thermischer Kapsel-Kondensatableiter und Bimetall-Kondensatableiter (Kapitel 7).

Diese Geräte wirken bei entsprechendem Einbau gleichzeitig als Belüfter: Bei Außerbetriebnahme der Dampfleitung öffnen sie früher oder später und lassen Luft in die Anlage, so dass eine restlose Entwässerung möglich ist, zumindest aber kein Kondensat in die Dampfleitungen und Wärmetauscher zurückgesaugt wird.

Auf die Wirkungsweise der Entlüfter wird später eingegangen. Hier soll lediglich noch darauf hingewiesen werden, dass Luft bzw. Sauerstoff und Kohlendioxid zusammen mit Wasser besonders korrosiv wirkt; deshalb ist es günstiger, den Ausgang des Entlüfters über einen Trichter an die Kanalisation anzuschließen, als Luft oder Luft/Dampf-Gemische in die Kondensatleitung zurückzuführen, wodurch ja auch die Wirksamkeit als Belüfter wegfiele.

Trotzdem wird häufig der letztere Weg gewählt, weil der Entlüfter im allgemeinen auch während des Betriebs zeitweise öffnet, um Luft/Dampf-Gemische abzulassen (oder einfach deshalb, weil er sich an einem nicht durchströmten Rohrende befindet, das sich langsam abkühlt). Dann entweicht aber bei Montage zwischen Entlüfter und Ablauftrichter etwas Dampf in die Umgebung, was mitunter stört. Bei stärkerer Abkühlung oder beim Anfahren der Anlage kann auch Kondensat, d. h. Wasser, austreten, weshalb ein Wasserabfluss stets vorgesehen werden muss.

Ein fester Anschluss des Entlüfters an die Kanalisation ist jedoch nicht zulässig: Beim Abschalten der Anlage entsteht in der Dampfleitung ein Unterdruck, und etwa gleichzeitig öffnet der Entlüfter; dadurch könnte Schmutzwasser aus der Kanalisation in die Dampfanlage gesaugt werden. Wird anderseits der Entlüfter einmal defekt oder nur undicht, dann bliese Dampf in die Kanalisation, was zu Schäden an der Kanalisation und zu empfindlichen und schlecht erkennbaren Dampfverlusten führen kann.

5.3 Druckreduzierung

In den meisten Betrieben arbeiten Dampfverbraucher mit unterschiedlichen Dampfdrücken. Der Einsatz eines hohen Dampfdrucks kann nötig sein, weil ein Prozess eine hohe Temperatur erfordert – z. B. Aufheizen auf 200 °C – oder wenn der Wärmetauscher wegen der hohen Dampftemperatur die geforderte Leistung mit einer kleineren Wärmetauscherfläche erbringt (siehe Kapitel 6) und der Apparat deshalb trotz des höheren Betriebsdrucks billiger ist.

Anderseits gibt es Prozesse und Apparate, bei denen der Dampf eine bestimmte Temperatur oder einen bestimmten Druck nicht überschreiten darf. Es wird Ihnen nicht schwerfallen, hierfür aus Ihrem eigenen Arbeitsbereich Beispiele zu finden.

Nun wäre es natürlich viel zu aufwendig, für jeden benötigten Druck einen Dampferzeuger aufzustellen. Es wird vielmehr ein Kessel installiert, der Dampf mit dem höchsten im Betrieb benötigten Druck erzeugt; Dampf von niedrigerem Druck erhält man aus dem Hochdruckdampf durch den Einsatz von Reduzierventilen.

Reduzierung des Dampfdrucks ist auch dann erforderlich, wenn fremdbezogener Dampf (aus einem Ferndampfnetz oder von einem Nachbarbetrieb) für die eigenen Zwecke einen zu hohen Druck hat.

Die Reduzierung und Regelung des Dampfdrucks ist mitunter zur Temperaturregelung eines Produktionsprozesses geeignet. Sie wissen, dass kondensierender Dampf bei einem bestimmten Druck eine genau bestimmte Temperatur hat: Sattdampf von p_e = 3 bar hat 144 °C (Dampftafel Spalte 3).

Man kann deshalb die Temperatur an Wärmetauscherflächen regeln, indem man den Sattdampfdruck konstant hält. Von dieser Möglichkeit wird dann Gebrauch gemacht, wenn man mit dem Temperaturfühler nicht oder nur schlecht an die Stelle herankommt, deren Temperatur geregelt werden soll.

Beispiel: Um die Temperatur eines dampfbeheizten rotierenden Trockenzylinders auf z. B. 140 °C zu regeln, wäre eine kostspielige Temperaturmeßeinrichtung nötig. Einfacher bei gleichem Erfolg ist es in diesem Fall, den Dampfdruck im Trockenzylinder auf etwa p_e = 3 bar einzustellen. Da der Druck im Zylinder überall gleich ist, ist damit auch eine gleichmäßige und bei konstantem Druck auch zeitlich konstante Temperatur der Zylinderwand zu erwarten. (Einige Versuche werden zeigen, ob der Dampfüberdruck auf 2,8 bar, 3 bar oder einen anderen Wert eingestellt werden muss, um die gewünschte Zylindertemperatur zu erreichen). Voraussetzung ist allerdings eine sofortige Kondensatableitung, denn bei Kondensatstau im Zylinder sinkt die Temperatur ab (vgl. Kapitel 7).

In größeren Anlagen wird der Dampf prinzipiell unter höherem Druck durch das Leitungsnetz geschickt und erst beim Verbraucher auf den zulässigen Wert reduziert. Denn je höher der Druck ist, desto kleiner ist das Dampfvolumen und desto kleiner kann (bei etwa gleicher Geschwindigkeit) die Rohrleitung sein, desto niedriger werden also die Erstellungs- und Betriebskosten für Leitungen, Isolation, Stützkonstruktionen, laufende Wärmeverluste, etc., bis bei einem bestimmten Druck die Einsparungen kleiner werden als die Mehrkosten wegen des höheren Drucks für den Kessel und Leitungen sowie für die Armaturen.
Die Druckregelung, die dazu notwendigen Komponenten und die Auslegung der Regelorgane ist in Kapitel 10 beschrieben.

5.4 Der Trocknungseffekt, überhitzter Dampf

Schließlich noch ein Wort zur Veränderung des Dampfzustandes bei der Druckreduzierung. Wird überhitzter Dampf reduziert, ohne dass merklich Wärme nach außen abgegeben wird, dann ist der Dampf auch nach der Reduzierung überhitzt: Aus Dampf von 15 bar/300 °C wird bei Reduzierung auf 3 bar Dampf von 270 °C; vor der Reduzierung lag die Dampftemperatur (300 °C) rund 100 K über der Sattdampftemperatur (200 °C); nach der Reduzierung liegt die Dampftemperatur (285 °C) rund 142 K über der Sattdampftemperatur (143 °C); die Temperatur ist zwar gesunken, die Überhitzung ist aber gestiegen. (Wie das ausgerechnet wird, soll uns erst später beschäftigen.)

Sattdampf ist dagegen in Wirklichkeit meist mehr oder weniger „feucht“, d. h. er enthält Kondensat in Form kleiner Tröpfchen. Wird der Druck reduziert, dann wird ein Teil dieser Tropfen zu Wasserdampf, so dass der Dampf trockener“ wird. Je nach dem ursprünglichen Wassergehalt ist der reduzierte Dampf noch feuchter Dampf oder Dampf mit geringer Überhitzung: Aus 15-bar-Dampf mit 4 Gewichtsprozent Wasseranteil (Temperatur 200 °C) wird 3-bar-Dampf mit 1 % Wasseranteil und 143 °C (der Sattdampftemperatur bei 3 bar); aus 15-bar-Dampf mit nur 2 % Wasseranteil wird Dampf von 3 bar/152 °C, also mit 9 K über der Sattdampftemperatur (d. h. 9 K überhitzt); in diesem Fall sind bei der Reduzierung alle Wassertröpfchen verdampft.

Regel:
Sattdampf wird bei Druckreduzierung trockener oder leicht überhitzt. Überhitzter Dampf bekommt bei der Druckreduzierung zwar eine niedrigere Temperatur, die Überhitzung ist aber nach der Reduzierung größer als vorher.

Mehr zum Thema Heißdampf in Kapitel 6.8.

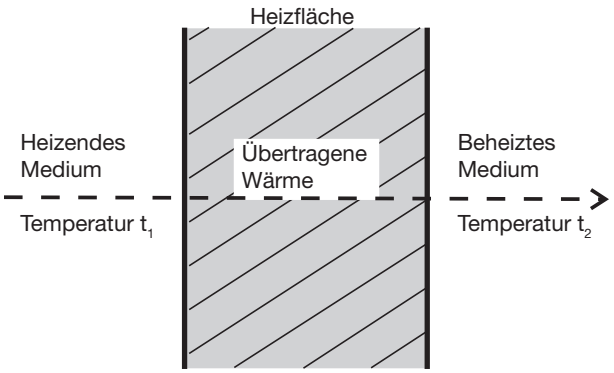
6. Der Wärmetausch

Die bisherigen Kapitel dieses Buches beschäftigten sich mit den Eigenschaften von Dampf und mit der Dampfverteilung. So sind wir nun beim Wärmeverbraucher angekommen:
Im „Verbraucher“ wird dem Dampf die Wärmeenergie entnommen und dem Produkt bzw. dem Prozess zugeführt. Vom Standpunkt der Energieversorgung wird der Verbraucher deshalb allgemein als „Wärmetauscher“ bezeichnet. Dabei ist hier natürlich der beabsichtigte Wärmetausch gemeint, nicht etwa der ungewollte, aber nicht zu verhindernde Wärmeverlust z. B. der Dampfleitungen.

6.1 Wärmetauscher

Es würde den Rahmen dieses Buches, der ja dem Kreislauf Dampf und Kondensat gewidmet ist, weit sprengen, wollten wir auf die Wärmetauscher im einzelnen eingehen. Der Wärmetausch ist ja nicht Selbstzweck, sondern dient einer Aufgabe; diese Aufgabe bestimmt deshalb die konstruktiven Einzelheiten des Wärmetauschers, und die Ausführungsmöglichkeiten sind so vielgestaltig wie die Zahl der Anwendungen. Deshalb wollen wir uns hier nicht mit der Berechnung und der Ausführung von Wärmetauschern befassen, so wichtig und interessant diese technischen Fragen auch sind, sondern uns auf die Betriebsweise und die Betriebsbedingungen im Hinblick auf Dampf und Kondensat beschränken.

Dampfbetriebene Wärmetauscher haben die Aufgabe, Wärmeenergie von Dampf durch die Heizfläche auf einen anderen Stoff zu übertragen. Schematisch ist das in der folgenden Abbildung dargestellt:



In der Mehrzahl der Fälle soll ein Wärmetauscher bestimmter Baugröße eine möglichst hohe Leistung haben, damit man, einfach gesagt, mit möglichst geringen Anschaffungskosten möglichst viel erreicht.

Nochmals: Wärmetauscher sollen Wärme übertragen. Deshalb gibt man die „Leistung eines Wärmetauschers“ durch den Wärmestrom $\dot{Q}$ in W (Watt) oder kW (Kilowatt) an. Dabei erinnern wir uns daran, dass 1 W = 1 J/s und 1 kW = 1 kJ/s ist.

Wieviel Dampf in kg/h benötigt eigentlich ein Wärmetauscher? Berechnen lässt sich das mit der Formel
$\dot{m} = Q \cdot 3600 / \Delta h_v$
$\dot{m}$ Dampfmenge in kg/h
Q Leistung in kW
Δh_v Verdampfungs-/Kondensationswärme in kJ/kg

Als Faustformel kann in den üblichen industriellen Anwendungen $\dot{m} = 1{,}7 \cdot Q$ verwendet werden. Ein 500-kW-Wärmetauscher benötigt also 850 kg/h Dampf.

Wovon hängt die Leistung eines Wärmetauschers ab? Betrachten wir als einfaches Beispiel den Heizkörper im Wohnzimmer: Je höher die Temperatur des Heizungswassers und je größer der Heizkörper ist, desto größer ist die Heizleistung, der Wärmestrom.

Was aus dem Heizkörper ins Zimmer kommt, geht durch das Fenster wieder hinaus: je größer die Fensterfläche und je größer der Unterschied zwischen Raum- und Außentemperatur, desto schneller.
Wir wissen aber auch, dass bei gleicher Größe und gleichem Temperaturunterschied ein Doppelfenster weniger Wärme durchlässt als eine einfache Verglasung. Die Leistung eines Wärmetauschers hängt also noch von weiteren Größen ab – leider von ziemlich vielen: Wanddicke, Material und Oberflächenbeschaffenheit der Heizfläche, Dicke des Kondensatfilms, Strömungsgeschwindigkeit der Stoffe, Ablagerungen auf der Heizfläche, usw. usw.

Man hat für diese Einflüsse Erfahrungswerte und kann deshalb unter bestimmten Annahmen und mit beträchtlichen Sicherheitszuschlägen Wärmetauscher berechnen. Für die tatsächliche Leistung des Apparats fasst man alle diese Faktoren in dem „Wärmedurchgangskoeffizienten“ k zusammen und stellt fest:

Wärmedurchgangskoeffizient k:
Pro Quadratmeter Heizfläche und je Grad Temperaturdifferenz zwischen heizendem und beheiztem Stoff überträgt der Wärmetauscher x kJ pro Sekunde. Der Wärmedurchgangskoeffizient wird deshalb angegeben in der Dimension W/m² K.

In diesem wichtigen k-Wert steckt also sowohl die Geschicklichkeit des Wärmetauscher-Konstrukteurs als auch die Sorgfalt des Betreibers der Anlage: Günstige Strömungsverhältnisse einerseits, richtige Installation, gute Entlüftung, Sauberhaltung der Heizfläche anderseits sind von entscheidender Wichtigkeit für die Leistung von Wärmetauschern.

Fassen wir zusammen:

Der Wärmestrom $\dot{Q}$ (W) eines Wärmetauschers steigt mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten k, mit der Größe der Heizfläche A (m²) und mit der Temperaturdifferenz $t_1 - t_2$ (K) zwischen heizendem und beheiztem Stoff. Als „Wärmetauscherformel“ oder „Wärmedurchgangsformel“ geschrieben:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (t_1 - t_2) \quad \text{(W)}$$

Die Formel kann auch $k = \dot{Q} / A (t_1 - t_2)$ geschrieben werden. Daraus ist ersichtlich, dass der k-Wert in (W/m² K) gemessen wird.

Wie Sie sehen, ergibt sich dieser Zusammenhang zwangsläufig aus den Umständen. Es handelt sich um ein Naturgesetz, das ganz allgemein für die Wärmeübertragung von einem Stoff durch eine Wand an einen anderen Stoff gilt: für den Wärmeverlust Ihrer Wohnung ebenso wie für den Wärmetauscher in der Raffinerie.

Ob dieses Gesetz nun neu für Sie ist oder schon lange zum festen Bestand Ihres Wissens gehört – bei der Beurteilung der Vorgänge im Dampf-Kondensat-Netz müssen wir es stets vor Augen haben und zu Rate ziehen.

6.2 Der Wärmedurchgangskoeffizient k

Mit dem im vorigen Kapitel eingeführten Wärmedurchgangskoeffizienten, auch kurz „k-Wert" genannt, haben wir uns zwar zunächst vor der Berücksichtigung von Einzelheiten der Wärmetauscher gedrückt; da der k-Wert aber die Leistung eines Wärmetauschers ganz entscheidend beeinflusst, ergibt sich nun die Frage: Wie groß ist k?
Im Grunde ist das Problem durch den k-Wert natürlich nicht einfacher geworden: Für die Berechnung eines Wärmetauschers ist die Berücksichtigung der Einzelheiten nicht zu umgehen.

Für eine überschlägige Berechnung des Kondensatanfalls von dampfbetriebenen Wärmetauschern kann man folgende k-Werte zugrunde legen:

beheiztes Medium	k-Wert W/m² · K
Luft	10
Öl	100
Wasser	1000

Merken wir uns dazu noch den ungefähren k-Wert für den Wärmeübergang von Wasser durch eine Wand auf Wasser:

$k_{(Wasser/Wasser)} = 300$ (W/m² K)

Heizmedium (Stoff 1)	Beheiztes Medium (Stoff 2)	Umlauf	k-Wert [W/m² · K]
Gas	Gas 1 bar	erzwungen	5–10
Gas	Gas 200 bar	erzwungen	100–400
Flüssigkeit	Gas 1 bar	erzwungen	10–40
Flüssigkeit	Gas 200 bar	erzwungen	200–600
Flüssigkeit	Flüssigkeit	natürlich	50–600
Flüssigkeit	Flüssigkeit	erzwungen	100–1200
Dampf	Gas	natürlich	5–10
Dampf	Gas	erzwungen	15–60
Dampf	Flüssigkeit	natürlich	100–1000
Dampf	Flüssigkeit	erzwungen	600–3000

Aus diesen Zahlenwerten können wir zunächst zwei wichtige Folgerungen ziehen:

Von Dampf geht die Wärme an Wasser 100-mal besser als an Luft. Das ist einer der Gründe, warum Dampfanlagen und Wärmetauscher gut entlüftet werden müssen. Schlecht entlüftete Anlagen haben eine schlechte Leistung. Und weiter:

Von Dampf geht die Wärme an Wasser dreimal besser als von Wasser durch die Heizfläche an Wasser. Das ist einer der Gründe, warum das Kondensat so schnell wie möglich aus dem Wärmetauscher entfernt werden sollte. Schlecht entwässerte Wärmetauscher haben eine geringere Leistung.

Eine Ausnahme von der letzten Regel bilden nur billige Wärmetauscher wie Heizschlangen, Raumheizkörper, Begleitheizungen: Bei diesen Anlagen kann man das Kondensat anstauen, um die Kondensatwärme auszunutzen; den geringeren k-Wert und die niedrigere Temperatur gleicht man durch Vergrößerung der Heizfläche A aus, so dass man nach $\dot{Q} = k \cdot A \cdot (t_1 - t_2)$ dennoch die benötigte Leistung erhält.

6.3 Ungeregelte Wärmetauscher

Sie wissen, dass der Dampf ein viel größeres Volumen einnimmt als das Kondensat. Wenn 1 Liter Dampf bei $p_e = 5$ bar kondensiert, entsteht nur ein Teelöffel voll Kondensat (Spalte 7 der Dampftafel: Bei 5 bar ist das Volumen des Dampfes rund 0,32 / 0,001 = 320mal größer als das Volumen der gleichen Gewichtsmenge Kondensat).

Durch die Kondensation des Dampfes entsteht also im Dampfraum ein „Loch", in das sofort Dampf nachströmt. Das ist ja einer der Vorteile des Dampfes: dass er nicht gepumpt werden muss, sondern freiwillig dorthin strömt, wo er benötigt wird.

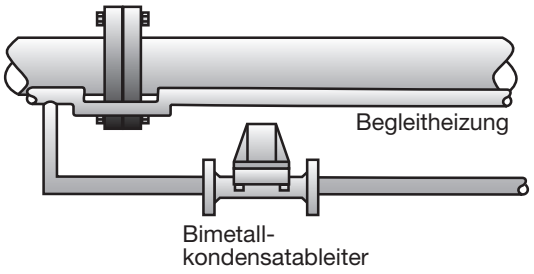
Die Erklärung mit dem „Loch" ist nicht wörtlich gemeint. Dampf ist ja sehr beweglich; sowie Dampf kondensiert, verringert sich der Druck an der Kondensationsstelle etwas, und neuer Dampf strömt nach. Wird dieses Nachströmen nicht durch zu kleine Zuleitungen oder enge Querschnitte des Dampfraums behindert, dann sinkt der Druck im Kondensationsbereich nur wenig unter den Dampfdruck in der Leitung. Da mit dem Druck des kondensierenden Dampfes seine Temperatur fest verbunden ist, ist auch die Temperatur im Dampfraum etwa konstant.

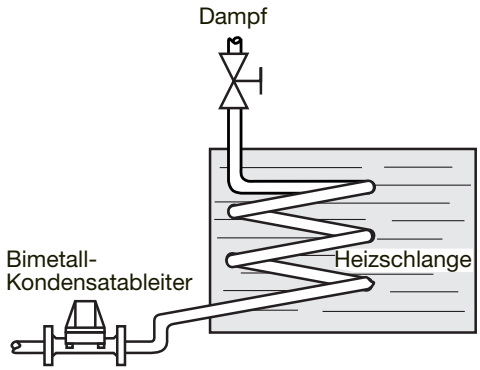
Wie steht es aber mit der Temperatur des beheizten Stoffes? Mit einem der üblichen elektrischen Raumheizgeräte können Sie ein kleines Zimmer schnell erwärmen – stellen Sie das gleiche Gerät aber in einen großen Saal, dann ist sein Einfluss unmerklich gering, weil die Geräteleistung zu klein ist im Vergleich zum Bedarf. Gleiches, nur nicht so extrem, geschieht an jedem ungeregelten Wärmetauscher, der Stoffe erwärmen soll: Bei geringem Wärmebedarf erhält der beheizte Stoff eine höhere Temperatur; bei steigendem Wärmebedarf (z. B. durch vergrößerte Abnahme oder durch niedrigere Anfangstemperatur des Stoffes) sinkt die Temperatur des beheizten Stoffes.

In manchen Anwendungsfällen ist diese Erscheinung durchaus zulässig. Soll z. B. ein Schmierölbehälter beheizt werden, um das Öl pumpfähig zu halten, so genügt es, eine für die

tiefste mögliche Außentemperatur ausreichende Dampfbeheizung in Form einer Heizschlange vorzusehen. Bei höheren Außentemperaturen wird das Öl dann zwar stärker erwärmt, als für die Pumpfähigkeit nötig wäre, doch schadet das dem Öl nicht.

Besonders einfach können solche ungeregelten Begleitheizungen mit Bimetall-Kondensatableitern ausgeführt werden.





6.4 Geregelte Wärmetauscher

Die nähere Betrachtung des letzten Beispiels führt uns aber schon einen Schritt weiter: Wir nahmen an, dass die höhere Öltemperatur nicht schadet – sie nützt aber auch nicht, ist also unnötig. Das heißt, die zwangsläufig für die tiefste Außentemperatur ausgelegte Tankbeheizung ist während vielleicht 95% der Heizzeit unnötig stark, verbraucht deshalb mehr Dampf als nötig wäre, ist zu teuer. Es ist beim Öltank also nicht anders als bei der Beheizung von Wohngebäuden: Ungeregelte Heizungen führen zu schockierenden Heizungsrechnungen. (Die Tankbeheizung wird allerdings nicht vom Gehalt des Betriebsingenieurs abgezogen. Für einen einzigen Tank von 8 m Höhe und 4 m Durchmesser, ohne Isolation, wäre das bei einer nur 5 K höheren Tanktemperatur als nötig etwa 250 € monatlich unnötige Betriebsausgaben – ausgerechnet mit Hilfe unserer Wärmetauscherformel mit k = 10 und Dampfkosten von 30 € je Tonne.)
In unserem Beispiel nahmen wir an, dass höhere Temperatur dem Öl nicht schadet. In der Praxis gibt es aber viele Stoffe, die einerseits beheizt werden müssen, anderseits aber eine bestimmte Temperatur nicht überschreiten dürfen, weil sie sonst verdampfen, sich zersetzen oder andere verbotene Dinge tun. Ein einfaches Beispiel hierfür ist ein dampfbeheizter Warmwasserboiler. Bleibt die Heizschlange stets unter Dampfdruck von p_e = 5 bar/159 °C, dann wird das Boilerwasser bei geringer Entnahme zu kochen beginnen. Ergebnis: Der Druck im Warmwassersystem steigt auf p_e = 5 bar, oder ein Sicherheitsventil bläst dauernd und stark Dampf ab und damit Geld in den Himmel.

Schließlich ist noch der Fall häufig, dass die Temperatur des beheizten Stoffes auch bei schwankendem Verbrauch nur wenig schwanken darf. Lufterhitzer sind dafür ein einfaches Beispiel: Bei der Raumbeheizung wird ein Temperaturfühler im Raum die Kondensation im Lufterhitzer so steuern, dass die Raumtemperatur trotz Sonneneinstrahlung, Windanfall und schwankender Außentemperatur nur unmerklich schwankt. Soll dagegen ein empfindliches Produkt bei höherer Temperatur im Luftstrom getrocknet werden, dann kann eine Temperaturregelung mit Fühler im Luftstrom für eine Lufttemperatur sorgen, die um nicht mehr als einige Zehntel Grad vom gewünschten Wert abweicht.

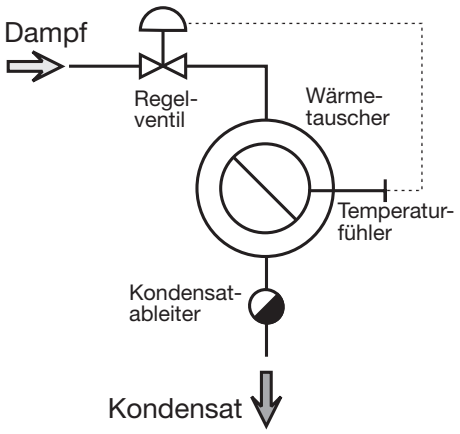
Fassen wir diese Gesichtspunkte zusammen:

Wärmetauscher müssen geregelt werden, wenn
- **größere Temperaturschwankungen unzulässig sind**
- **bestimmte Temperaturen nicht über- oder unterschritten werden dürfen**
- **die Anlage mit größtmöglicher Wirtschaftlichkeit arbeiten soll.**

6.5 Dampfseitige Regelung von Wärmetauschern

Um beim Thema unseres Kurses zu bleiben und uns nicht in Regelungs- und Verfahrenstechnik zu verlieren, müssen wir uns nun wieder auf die Betrachtung der Dampf- und Kondensatseite beschränken. Was es dazu in diesem und in den folgenden Kapiteln zu sagen gibt, ist allerdings sehr wichtig: Mangelndes Verständnis dieser Vorgänge verhindert allzu oft die Beseitigung von erheblichen Störungen im Produktionsablauf.

Die dampfseitige Regelung von Wärmetauschern erfolgt im allgemeinen durch ein Regelventil, das vor dem Wärmetauscher den Dampfdurchfluss nach Bedarf verändert:

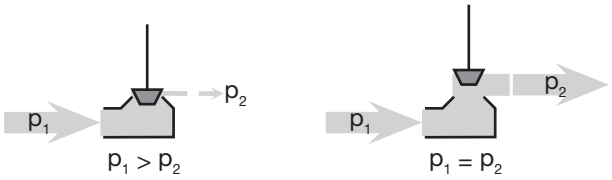


Alle derartigen Regelventile vergrößern oder verringern eine Durchflussöffnung und setzen so der Dampfströmung einen größeren oder kleineren Durchflusswiderstand entgegen. Der Dampf erfährt am Regelventil also einen Druckabfall, dessen Größe von der jeweiligen Stellung des Regelventils abhängt. Entsprechend dem augenblicklichen Druck stellt sich – ge-

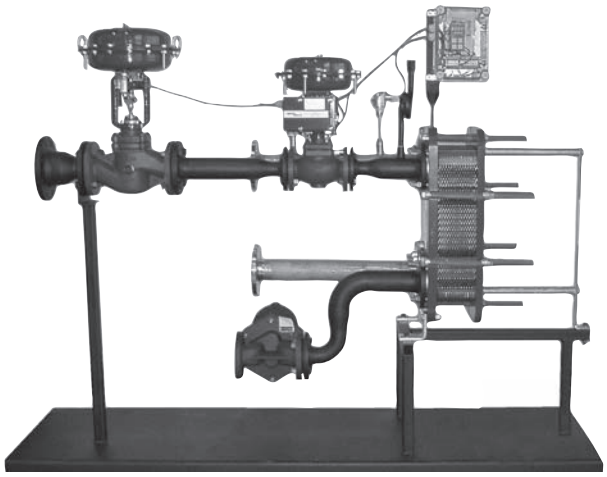
nau nach Dampftafel – die Kondensationstemperatur t_1 im Dampfraum ein. Durch Veränderung des Dampfdrucks verändert das Regelventil also die Temperatur im Dampfraum und beeinflusst so schließlich die Wärmeabgabe $\dot{Q}$ des Wärmetauschers, die ja nach der Formel $\dot{Q} = k \cdot A \cdot (t_1 - t_2)$ mit der Temperatur t_1 steigt und fällt. Also:

Dampfseitige Regelung von Wärmetauschern ist stets mit schwankendem Druck im Dampfraum verbunden, und der unter 6.10 beschriebene Rückstaueffekt wirkt sich negativ aus.

Ohne diesen Druckabfall am Regelventil ist eine Regelung nicht möglich. In Kapitel 11 werden Sie sehen, dass zu einer guten Regelung sogar ein Druckabfall am Regelventil von mindestens 10 bis 20 % erforderlich ist. Diese Tatsache wird aber bei der Auswahl der Wärmetauscher oft außer acht gelassen. Sie wirkt sich meist nur deshalb nicht aus, weil die Leistungen so stark mit Sicherheitszuschlägen versehen werden, dass die Geräte größer sind als nötig. Das ist allerdings verständlich, denn ein unnötig großer Wärmetauscher beeinflusst „nur“ den Preis und die Regelung, ein zu kleiner aber führt stets zu Reklamationen.



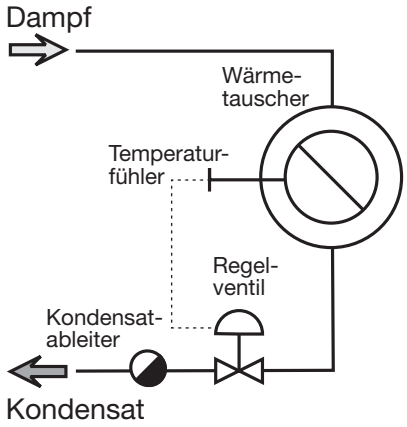
Beispiel für einen dampfseitig geregelten Wärmetauscher:



6.6 Ablaufregelung von Wärmetauschern

Prinzipiell gibt es noch eine Alternative zu der soeben beschriebenen Regelung: Man setzt das Regelventil in den Ablauf des Wärmetauschers.

Auf den ersten Blick scheint dies eine elegante Lösung: das Regelventil darf kleiner und damit billiger sein, weil es das kleinere Kondensatvolumen und nicht das Dampfvolumen durchlassen muss und eine höhere Druckdifferenz verfügbar hat, und der Druck im Dampfraum und damit die Temperatur bleibt etwa konstant auf dem maximalen Wert.



Die Vorteile dieser Regelung sind:

- Ausnutzung der Restenergie des heißen Kondensats, d. h. ca. 10–15 % Dampfersparnis
- niedrige Kondensattemperatur, in Anlagen mit spezieller Kondensataufbereitung (z. B. Aktivkohlefilter) zwingend vorgeschrieben
- geringe Nachverdampfung und damit keine Druckprobleme, Geräusche oder Wasserschläge im Kondensatsystem
- kostengünstige Ausführung der Regelventile.

Diese Art der Wärmetauscher-Regelung bietet also einige Vorteile, die in der Praxis jedoch nur dann sinnvoll genutzt werden können, wenn die folgenden Rahmenbedingungen strikt eingehalten werden:

1. Das Kondensat staut in den Wärmetauscher zurück. An der Grenzfläche zwischen Dampf und Kondensat besteht erhöhte Korrosionsgefahr, vor allem wenn der Dampf ungenügend entlüftet wurde. Aus diesem Grund darf für kondensatseitig geregelte Wärmetauscher nur Edelstahl als Werkstoff für die Heizseite eingesetzt werden.

2. Relativ kühles Kondensat kommt mit heißem Dampf in Berührung. An der Oberfläche implodiert der Dampf, und es entstehen kleine Druckschläge und Geräuschbildung. Auf die optimierte Auslegung des Wärmetauschers ist daher besonderen Wert zu legen. Plattenwärmetauscher für Dampf bieten sich wegen der geringeren Berührungsfläche zwischen Dampf und Kondensat besonders an.

3. Kondensat muss sich im Wärmetauscher stauen und wird durch ein relativ kleines Regelventil abgeführt. Aus diesem Grund ist diese Art der Wärmetauscher-Regelung

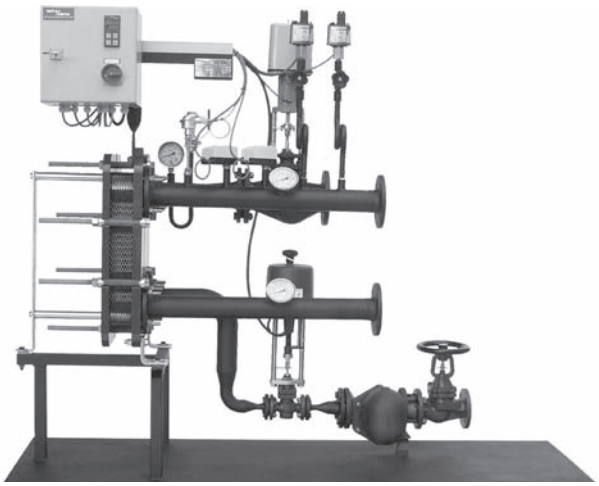
relativ langsam. Für schnelle Prozesse kann sie nicht eingesetzt werden. Typischer Einsatz dieser Regelung ist der Heizungsprozess mit relativ stabilen Betriebsparametern.

4. Das Regelventil (eigentlich ein Wasserregelventil) muss besonders exakt ausgelegt werden. Auf jeden Fall ist eine zu große Dimensionierung des Regelventils unter allen Umständen zu vermeiden.

5. Da der Wärmetauscher zu großer Menge mit heißem Kondensat gefüllt sein kann, kommt es beim schnellen Abschalten des Sekundärkreislaufes durch die zurückbleibende Energiemenge zu Überhitzungen des Sekundärmediums. Um diese „Überschwingungen" zu verhindern, kann z. B. je nach Anlage ein Zwangsumlauf des Sekundärmediums hilfreich sein. Der Dampfdruck des Sekundärmediums sollte höher sein als der Druck auf der Primärseite.

Alles in allem ist also die kondensatseitige Regelung eines dampfbetriebenen Wärmetauschers sehr interessant. Wie immer bei komplexeren Prozessen gilt auch hier: „Gewusst wie" hilft, einiges an Ärger und Problemen zu vermeiden.

Beispiel für einen Wärmetauscher mit Ablaufregelung:



6.7 Temperatur von Wärmetauschern

Im Dampfraum des ungeregelten Wärmetauschers ist, wie in Kapitel 6.3 gesagt, die Temperatur annähernd konstant und gleich der Sattdampftemperatur beim vorhandenen Dampfdruck. Das entstehende Kondensat hat zunächst ebenfalls Sattdampftemperatur und wird sich bei richtiger Entwässerung bis zum Verlassen des Wärmetauschers nur um wenige Grade abkühlen (etwa 1 bis 10 K unter Sattdampftemperatur).

Beim dampfseitig temperaturgeregelten Wärmetauscher wird die Temperatur im Dampfraum zwischen dem Sattdampfwert beim vollen Dampfdruck und der Temperatur des beheizten Stoffes schwanken. Wird z. B. in einem temperaturgeregelten Gegenstromapparat Öl auf 120 °C erhitzt mittels Dampf von p_e = 10 bar /184 °C, dann schwankt die Temperatur im Dampfraum zwischen etwa 120 °C – bei geringem Öldurchfluss – und 184 °C bei maximaler Leistung.

6.8 Heißdampf

Wie sieht es im Wärmetauscher bei der Verwendung von überhitztem Dampf aus? Betrachten wir einen Fall der Praxis: In einer großen Teppichfabrik ist ein Trockner in Betrieb, der Heißluft von 160 °C benötigt. Der Betriebsleiter bat um Überprüfung der Temperaturregler und der Kondensatableiter, weil nur eine Lufttemperatur von etwa 150 °C erreicht wurde, so dass der Trockner nicht die erhoffte Leistung erzielte. Temperaturregler und Kondensatableiter arbeiteten aber einwandfrei.

Es stellte sich heraus, dass die Lufterhitzer mit Dampf von p_e = 3 bar / 260 °C gespeist wurden; die Lufteintrittstemperatur (vor den Lufterhitzern) lag bei etwa 80 °C, da ein Teil der Luft umgewälzt wurde.

Nun war es klar: Die Dampftemperatur lag mit 260 °C zwar sehr hoch, aber durch Abkühlung des Dampfes bei p_e = 3 bar auf die Kondensationstemperatur (144 °C) werden nur 247,5 kJ/kg frei, während bei der Kondensation bei 144 °C laut Dampftafel (Spalte 5) 2737,6 kJ/kg abgegeben werden. Das heißt, rund 90 % der verfügbaren Wärmemenge muss bei 144 °C abgenommen werden, während nur 10 % bei höherer Temperatur übertragen werden. Selbst bei einer Lufteintrittstemperatur von 10 °C hätte die Solltemperatur von 160 °C nur erreicht werden können, wenn man einen Teil des Dampfes durch die Lufterhitzer ohne Kondensation durchgeblasen hätte. Es war aber möglich, den Dampfdruck auf pe = 8 bar zu erhöhen, also auf eine Kondensationstemperatur von rd. 175 °C, und damit waren alle Schwierigkeiten beseitigt.

Entschuldigen Sie bitte die vielen Zahlenangaben in diesem Beispiel. Sie sollen dem daran interessierten Leser die Nachrechnung ermöglichen. Für unsere allgemeine Betrachtung genügt die Feststellung:

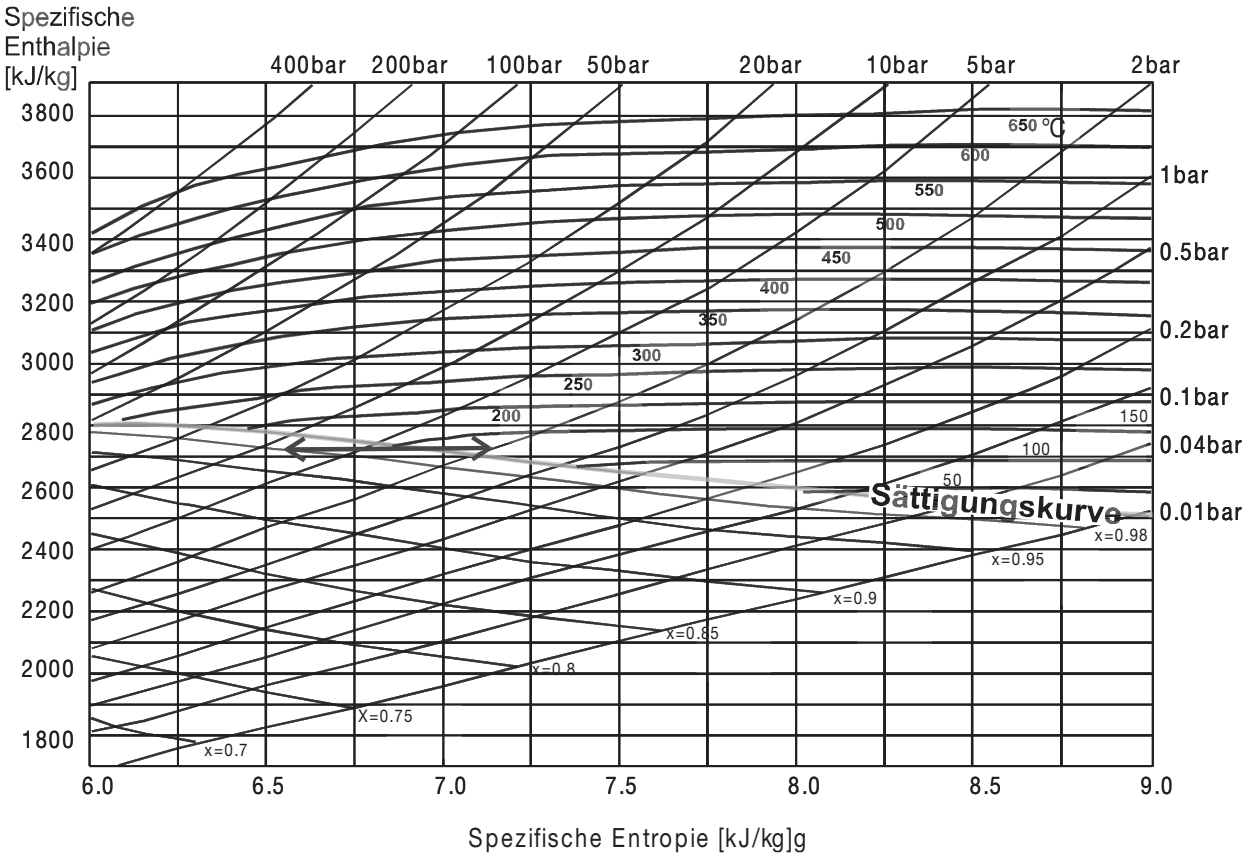
Anfängliche Überhitzung des Dampfes verschwindet im Wärmetauscher schnell.

Eine andere Frage ist es, ob durch die höhere Temperatur des Heißdampfes nicht der Wärmedurchgang pro Quadratmeter Heizfläche gesteigert werden kann, was nach der Formel $\dot{Q} = k \cdot A \cdot (t_1 - t_2)$ ja zu erwarten wäre – wenn der k-Wert unverändert bliebe. Der Heißdampf verhält sich aber ähnlich wie Luft: Der k-Wert von Heißdampf ist im allgemeinen (d. h. bei den in Wärmetauschern üblichen Temperaturen und Drücken) so viel kleiner als für Sattdampf, dass der Wärmedurchgang trotz der höheren Temperatur schlechter ist als bei Sattdampf. Im Wärmetauscher können wir durch Verwendung von Heißdampf also nur Leistung verlieren.

Diese Eigenschaft des Heißdampfes lässt sich aber in der Dampfleitung in klingende Münze umsetzen: Da der Heißdampf die Wärme schlechter abgibt als Sattdampf, sind die Wärmeverluste einer Heißdampfleitung geringer als die Wärmeverluste einer gleich großen Sattdampfleitung bei gleichem Druck. Außerdem tritt bei Heißdampf keine Erosion durch schnell bewegte Wasserteilchen auf.

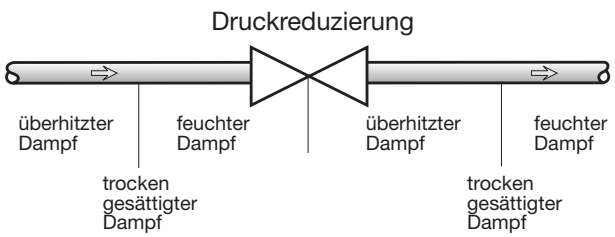
Halten wir also fest:
Heißdampf kommt zur Beheizung von Wärmetauschern im allgemeinen nicht in Frage. Er behindert den Wärmedurchgang. Deshalb ist er aber in Dampfleitungen günstiger als Sattdampf.

6.8.1 Vereinfachtes Mollier-Diagramm



Konsequenz: Man versucht, den Dampf am Beginn einer längeren Dampfleitung so weit zu überhitzen, dass die Dampftemperatur durch die Wärmeverluste bis zu den Verbrauchern etwa auf Sattdampftemperatur sinkt. Das kann natürlich nicht genau gelingen. In der Praxis liegt am Eingang der Wärmetauscher praktisch immer entweder leicht überhitzter Dampf oder Dampf mit einigen Prozent Wassergehalt vor (in ungünstigen Fällen starke Überhitzung oder hoher Wasseranteil).

„Trocken gesättigter Dampf" ist also ebenso ein theoretischer Fall wie die durchschnittliche Körpergröße von sagen wir 172,7 cm des ausgewachsenen Westeuropäers – oder kennen Sie einen Mann dieser Größe? Selbst wenn Sie diese Frage fest bejahen, kann Ihre Antwort nicht richtig sein, denn die Körpergröße ändert sich im Lauf des Tages und im Lauf des Lebens um weit mehr als einen Millimeter – ähnlich geht's dem Dampf (seine Abkühlung in der Leitung hängt zum Beispiel von der jeweiligen Entnahmemenge ab).



Die Beurteilung der Dampfüberhitzung erfolgt mit einem besonders komplizierten Diagramm, dem Mollier-Diagramm (6.8.1).

Auf der senkrechten Achse des Mollier-Diagramms ist der Wärmeinhalt (Enthalpie h) in kJ/kg aufgetragen.

Innerhalb des Diagramms finden Sie Drucklinien in bar und Temperaturkurven in °C. Das Mollier-Diagramm wird in der Mitte durch die Sattdampfkurve geteilt. Oberhalb der Sattdampfkurve liegt daher Dampf vor, unterhalb dieser Sattdampfkurve liegt Dampf mit einer bestimmten Restfeuchtigkeit vor. Auch diese Restfeuchtigkeit ist in Kurven ausgedrückt, wobei die Sattdampflinie den Wert 1 und die Kurven nach unten anfangend mit 0,99 den Grad der Trockenheit angeben. Die Kurve 0,95 heißt daher 95 % mit 5 % Restfeuchtigkeit.

In unserer einfachen Übersicht des Mollier-Diagramms können Sie diese Ermittlungskurve erkennen. Wir haben dabei ein Beispiel für die Ermittlung der Überhitzung eingetragen: Dampf mit einem Trockengrad von 98 % wird von 8 auf 2 bar reduziert.

Ergebnis: Die Temperatur nach der Reduzierung beträgt ca. 130 °C. Dampf bei 2 bar hat jedoch laut Wasserdampftafel nur eine Temperatur von 120 °C. Die Überhitzung beträgt also 130 – 120 °C = 10 K.

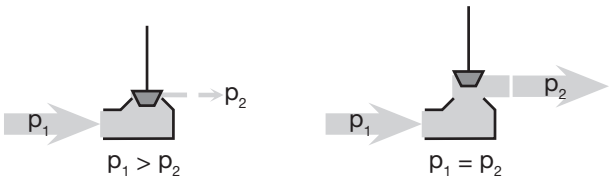
Hätte vor der Druckreduzierung Dampf mit einem Trockengrad von 97 % vorgelegen, würde nach der Druckreduzierung überhaupt keine Überhitzung mehr auftreten. Allein diese Betrachtung zeigt schon, wie relativ die Frage der Überhitzung nach Druckreduzierungen zu betrachten ist.

Selbst im Fall, dass tatsächlich die berechnete Überhitzung von 10 K vorläge, reicht bereits ein relativ kurzes Stück schlecht isolierter Rohrleitung aus, um die Überhitzung vollständig abzubauen. In der Praxis gibt es in den meisten Fällen daher keinen Anlass, sich wegen diesen geringen Überhitzungen Sorgen zu machen.

6.9 Druck im Wärmetauscher

In Kapitel 6.3 hatten wir gesagt, dass im Dampfraum des ungeregelten Wärmetauschers etwa der gleiche Druck herrscht wie in der Dampfzuleitung.

Wie wir in Kapitel 6.4 gesehen haben, können wir für den dampfseitig geregelten Wärmetauscher nur noch sagen, dass der Druck schwankt zwischen dem Leitungsdruck bei voll geöffnetem Regler (mit richtig ausgewähltem Regler entsprechend geringerer Druck) – und dem zur geregelten Temperatur gehörenden Dampfdruck.



Machen wir uns das wieder an einem Beispiel aus der Praxis klar:

In einem soeben neu erstellten Betonwerk wird festgestellt, dass die in Heizformen hergestellten Fertigbauteile ungleichmäßig beheizt werden. Natürlich reklamiert man in solchen Fällen beim Lieferanten der Kondensatableiter. Die Formen werden mit Sattdampf von p_e = 0,5 bar beheizt und auf 80 °C temperaturgeregelt. Merken Sie was?

Die Bauingenieure forderten, dass der Beton nicht über 90 °C erwärmt wird, weil er sonst „verbrennt". Die Temperaturfühler sitzen deshalb in der Trennwand zwischen Dampfraum und Beton, so dass sie etwa die Oberflächentemperatur des Betons feststellen. Sobald der Temperaturfühler einer Form nahe an 80 °C kommt, beginnt der Regler, die Dampfzufuhr zu drosseln. Der Druck im Dampfraum sinkt so lange, bis die Dampftemperatur gerade ausreicht, die gewünschte Wandtemperatur von 80 °C aufrechtzuerhalten. Dazu war aber eine Dampftemperatur von 85 °C ausreichend, weil der Wärmeübergang zwischen Dampf und Metallwand gut ist und außerdem nach dem Aufheizen der gefüllten Form nur noch wenig Wärmebedarf besteht.

Und nun sehen Sie bitte in die Dampftabelle! Aus Spalte 2 und 3 ersehen Sie, dass zu einer Dampftemperatur von 85 °C ein absoluter Sattdampfdruck von rund 0,6 bar gehört, d. h. im Dampfraum herrscht Unterdruck = Vakuum. Das entstandene Kondensat konnte deshalb nicht aus dem Dampfraum abfließen, die Form begann „abzusaufen". Wo sich das Kondensat sammelte, kühlte es sich rasch ab, und der Beton hatte dort nicht die nötige Temperatur. Da ganze Zimmerwände hergestellt wurden, war die Form ziemlich groß, und es dauerte einige Zeit, bis der Kondensatspiegel den Temperaturfühler erreichte, so dass dieser die Veränderung bemerken und für eine Druckerhöhung sorgen konnte.

Ergebnis: Verschiedene Stellen der Betonplatten wurden unterschiedlich stark beheizt. Dabei war die Dampfbeheizung gerade deshalb gewählt worden, weil damit eine gleichmäßigere Beheizung großer Flächen möglich ist, als es bei einer Wasserbeheizung der Fall wäre (mit letzterer ist zumindest das ebenfalls wichtige gleichmäßige Aufheizen ziemlich schwierig). Was tun? Aus der Beschreibung der Kondensatableiter in Kapitel 7 werden Sie lernen, dass diese Geräte Kondensat nicht absaugen können. Es wurde deshalb ein für solche Anwendungen geeigneter Kondensatheber bzw. ein aktiver Pump-Kondensatableiter eingesetzt.

Wo ein Vakuum-System vorhanden ist (sehr selten, sehr kompliziert!), kann in einem derartigen Fall die Kondensatleitung an das Vakuum-System angeschlossen werden. Wenn die räumlichen Verhältnisse es zulassen, z. B. bei hochliegenden Lufterhitzern, genügt es statt dessen, die Kondensatleitung mehrere Meter nach unten zu ziehen, so dass die Wassersäule vor dem Kondensatableiter größer ist als der Unterdruck im Dampfraum; dann wird ein Absaufen des Dampfraums vermieden.

Merken wir uns also:

Im dampfseitig temperaturgeregelten Wärmetauscher kann der Dampfdruck stark schwanken. Liegt die geregelte Temperatur – allgemein die „Sollwerttemperatur" genannt – unter 100 °C oder ist der Gegendruck aus der Kondensatleitung zu groß, dann kann im Dampfraum Vakuum auftreten. Die Entwässerung muss in diesen Fällen besonders sorgfältig ausgeführt werden.

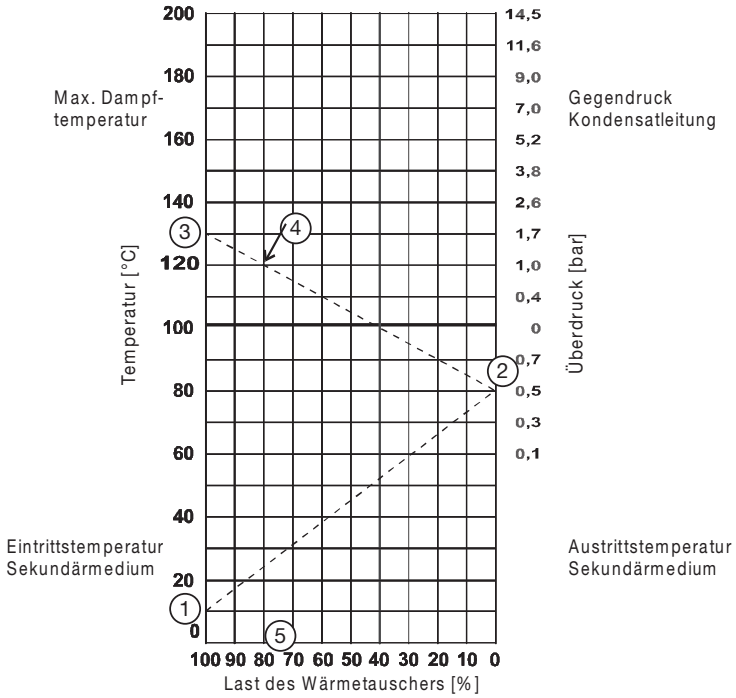
6.10 Der Rückstaueffekt

Im vorherigen Kapitel haben wir beschrieben, dass das schließende Ventil bei einer dampfseitigen Wärmetauscher-Regelung zu geringeren Drücken im Wärmetauscher führt. Es ist nur eine Frage der Zeit, bis der Druck im Wärmetauscher nicht mehr ausreicht, das Kondensat gegen den Druck in der Kondensatleitung oder gegen den Atmosphärendruck aus dem Dampfsystem zu drücken.

Glauben Sie bitte nicht, dass das in Ihrer Dampfanlage oder bei Ihrem Wärmetauscher nicht passieren kann. Im Gegenteil – bei den meisten dampfseitig geregelten Wärmetauschern muss unterhalb einer bestimmten Last des Wärmetauschers mit Rückstau gerechnet werden. Dieser umgangssprachlich als „Absaufen" bezeichnete Effekt führt zu

- erhöhter Korrosion im Wärmetauscher
- erhöhte Geräuschbildung
- Aufschwingen der Temperaturregelung
- im Extremfall zu schweren Anlagenschäden.

Eine besonders einfache Beurteilung des Rückstaueffektes ist mit unserem zugegebenermaßen stark vereinfachten Rückstau-Diagramm möglich:



Im Rückstau-Diagramm sind auf der linken senkrechten Achse die Temperaturen und auf der rechten senkrechten Achse die Dampfdrücke aufgetragen. Auf der waagerechten Achse ist absteigend die Last des Wärmetauschers in % angegeben.

Zur näheren Erläuterung haben wir folgendes Beispiel gewählt:
Erwärmung von Wasser von 10 °C Rücklauf auf 80 °C Vorlauf.
Dampftemperatur aus dem Dampfnetz 130 °C.
Gegendruck im Kondensatnetz 10 mWS (1 bar)

Wir tragen zuerst Punkt 1 in das Rückstau-Diagramm ein, d. h. 10 °C. Erhitzt wird auf 80 °C, unser Punkt 2.

Zur Erhitzung steht Dampf mit max. 130 °C (Regelventil ganz offen und ohne Druckabfall) zur Verfügung (Punkt 3).

Wir verbinden die Punkte 1, 2 und 3. Punkt 4 ist der Schnittpunkt von Gegendruck im Kondensatnetz – in unserem Beispiel 1 bar mit der Linie 3–2. Gehen wir von Punkt 4 nach unten auf die waagerechte Achse des Diagrammes, so erhalten wir Punkt 5: 80 %.

Für dieses Beispiel heißt das also, dass der Wärmetauscher bei unterhalb 80 % seiner Leistung zurückzustauen beginnt, da der Druck im Wärmetauscher geringer ist als der Gegendruck in der Kondensatleitung. Ein sicherlich erstaunliches und überraschendes Ergebnis. Vor allem wenn man berücksichtigt, dass Wärmetauscher selten bei voller Leistung betrieben werden und viele Wärmetauscher überdimensioniert sind, wird verständlicher, warum es in der Praxis zu so vielen Problemen durch Absaufen kommt.

Mehr Informationen zum Rückstaudiagramm finden Sie in unseren „Grundlagen des Einsatzes von Wärmetauschern in Dampfanlagen“.

Viele Anwender greifen in solchen Fällen zum schnellsten und kostengünstigsten Mittel und setzen einen Vakuumbrecher am Wärmetauscher ein. Dies ist sicher eine gute erste Hilfe, aber welche Auswirkungen hat der Vakuumbrecher ?

1. Der Vakuumbrecher führt auch gleichzeitig Sauerstoff in das System ein, und die Korrosionsgefahr steigt.

2. Durch den Vakuumbrecher herrscht im Wärmetauscher nie Vakuum, sondern im niedrigsten Fall Atmosphärendruck. Sehen wir uns einmal an, was das für unser Beispiel bedeutet:

Atmosphärendruck ist 0 bar Überdruck. In unserem Diagramm schneidet die Linie zwischen Punkt 2 und 3 die 0-bar-Überdruck-Linie bei 40 % Last des Wärmetauschers. Ein weiteres erstaunliches Ergebnis, denn das bedeutet nicht weniger, als dass selbst beim Einsatz eines Vakuumbrechers oder bei freiem Auslauf aus dem Wärmetauscher bei einer Last des Wärmetauschers unter 40 % Kondensat zurückstaut.

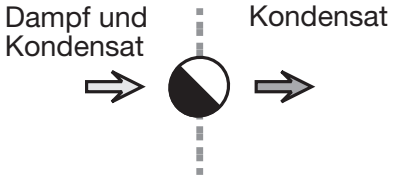
Wie oft treten nun solche Rückstaufälle auf? Viel öfter als Sie meinen. Stellen Sie sich einmal eine Heizungsanwendung vor, bei der der Wärmetauscher im Winter ein Gebäude mit Energie zu versorgen hat. Selbstverständlich wird im Sommerbetrieb nur ein geringer Teil des Wärmetauschers wirklich benötigt. Oft genug nur noch einige Prozent der ursprünglichen Leistung. Ähnliches passiert bei Nachtabsenkung. Sie können in solch einem Fall jede Wette eingehen: der Rückstaueffekt tritt mit Sicherheit ein.

In den Griff bekommen können Sie das ganze Problem auf recht elegante Art und Weise:
– Durch Einsatz eines aktiven Kondensatableiters (Kapitel 7.3.5).
– Durch den Einsatz eines Kondensathebers mit Druckpendelleitung (Kapitel 7.6.3).

7. Entwässerung von Dampfräumen, Kondensatableiter

Sie wissen bereits, dass das Kondensat so schnell wie möglich aus dem Wärmetauscher entfernt werden soll: Damit die größtmögliche Leistung des Wärmetauschers verfügbar bleibt um gleichmäßige Wärmeabgabe zu erzielen und wegen der Korrosions- und Wasserschlaggefahr.

Um den Verlust von wertvollem Dampf zu verhindern und um den Wärmetauschprozess überhaupt geregelt zu bekommen, hat der Kondensatableiter also die Aufgabe, alles Kondensat, das zu ihm gelangt, ohne wesentliche Verzögerung durchzulassen, Dampf aber zurückzuhalten. Luft dagegen soll ebenfalls den Kondensatableiter passieren können.



Bei der Erfüllung dieser Aufgabe sorgt der Kondensatableiter dafür, dass der Druck im Dampfraum sich nicht auf die Kondensatleitung überträgt. Auch das ist wichtig, denn wenn der Druck in der Kondensatleitung nahe beim Dampfdruck liegt, kann die Entwässerung einzelner Wärmetauscher behindert oder unmöglich werden.

Die Vielfalt der industriellen Prozesse bzw. die Mannigfaltigkeit der Wärmetauscher hat zu einer Reihe verschiedener Kondensatableiter geführt, deren Vorzüge und Grenzen beim Einsatz – besser vorher! – berücksichtigt werden müssen.

Bitte halten Sie sich immer vor Augen, dass Schwierigkeiten an Dampfanlagen tatsächlich in etwa 98 % der Fälle nicht durch Mängel an Geräten wie Stellventilen, Kondensatableitern, Temperaturreglern oder Druckminderern verursacht werden, sondern durch Fehler in der Planung und Ausführung: Die Geräte sind zu groß, zu klein, vom falschen Typ, ungünstig angeordnet, falsch montiert, mitunter (seltener) auch unbefugt verändert.

Der Grund liegt wohl darin, dass die Planung häufig zwangsläufig von Fachleuten für den Fertigungsprozess vorgenommen wird, die sich um die Hilfskreisläufe weniger kümmern können und deshalb darin auch weniger Schulung und Erfahrung haben.

Aber auch bei den spezialisierten Rohrleitungsplanern größerer Projekte werden regelungstechnische Erfordernisse und manchmal sogar die Naturgesetze nicht genügend beachtet. In einer neugebauten deutschen Raffinerie wurden Kondensatleitungen aus Netzen mit Dampf von p_e = 42 bar und 3 bar zusammengeführt. Durch Nachverdampfung erzeugte das Kondensat aus 42 bar, das ja eine Anfangstemperatur von etwa 253 °C hat, einen größeren Überdruck als 3 bar, in der Kondensatleitung. Die Entwässerung des 3-bar-Netzes wurde dadurch stellenweise unmöglich. Beim ersten starken Frost froren beträchtliche Leitungslängen ein (an Stellen, wo kein Kondensatableiter mehr saß) und mussten unter hohem Kostenaufwand erneuert werden.

Doch Sie sind sich der Bedeutung auch der kleinen Zahnräder im Getriebe bewusst, sonst würden Sie dieses Buch ja nicht lesen.

7.1 Die Betriebsbedingungen

Der Einsatz einer Regelarmatur ist nicht Selbstzweck, sondern erfolgt zur Lösung einer Aufgabe. Eine Aufgabe kann man aber natürlich nicht zweckentsprechend lösen, wenn man sie nicht vollständig kennt. Deshalb darf man nicht über den Sohn seufzen, wenn er nach der Aufforderung „Bringst du mir bitte meine Schuhe?“ die braunen statt der gewünschten schwarzen Schuhe bringt. Für das Thema dieses Kapitels heißt das: Um einen Wärmetauscher technisch einwandfrei entwässern zu können, muss man die Betriebsbedingungen kennen.

In den meisten Fällen erscheint die Information denkbar einfach: „Ein Kondensatableiter mit Anschluss DN 15 für Dampf mit einem Überdruck von 8 bar“. Im Übrigen soll der Kondensatableiter halt das ankommende Kondensat durchlassen und Dampf zurückhalten.

Wenn nun aber einer zu Ihnen käme und allen Ernstes „ein Auto mit 14-Zoll-Rädern für 135 km/h“ bestellte, würden Sie sich da nicht vorsichtig zurückziehen? Denn Sie halten es vielleicht noch nicht einmal für überflüssig zu fragen, ob der Wagen eine Drehstromanlage haben soll oder nicht. Dabei muss dieses Auto doch nur Personen von einem Ort zu einem anderen befördern.

Sagen wir es endlich: Die Hersteller von Kondensatableitern wollen, wenn sie die Kundenberatung ernst nehmen, immer mehr über eine Dampfanlage erfahren als der Kunde selbst weiß. Warum? Weil sie aus ihrer intensiven Beschäftigung mit einem Spezialgebiet die einzelnen Aspekte der Aufgabe „Kondensatableitung“ besser kennen als der Planer oder Betreiber einer Anlage. Es ist deshalb in Ihrem eigenen Interesse, wenn Sie sich bemühen, dem Berater oder Lieferanten alle erforderlichen Informationen zu geben.

Im Anhang 6 dieses Buches haben wir unter 1. die möglichen Fragen zusammengestellt. Erschrecken Sie bitte nicht darüber, nicht alle Fragen sind in jedem Fall wichtig. Es ist tatsächlich ausreichend, etwa zu bestellen: „Kondensatableiter mit Flanschen DN 15 für die Entwässerung einer Sattdampfleitung p_e = 8 bar (Kondensatableitung ins Freie).“ Aber gerade wenn Sie bereits häufiger mit Kondensatableitern zu tun hatten, werden Sie beim Durchsehen der geforderten Daten feststellen, dass jede der Fragen von gewisser Bedeutung ist. Allerdings sind manchmal mit einer Antwort schon viele weitere Fragen beantwortet, wie in obigem Beispiel: Wenn eine Sattdampfleitung zu entwässern ist, braucht der Hersteller nur noch Vordruck und Gegendruck gesagt zu bekommen, weil er alle anderen Betriebsbedingungen einer zweckentsprechend(!) ausgeführten Dampfleitung kennt.

Vielleicht zeigt Ihnen die Vielzahl der geforderten Auskünfte aber auch, dass Sie bisher beim Einkauf oder Einbau von

Kondensatableitern manchen Gesichtspunkt übersehen haben.

Natürlich kann man auch großzügiger verfahren und, um nur ein Beispiel zu nennen, anstatt nach den näheren Leistungsverhältnissen zu fragen, den Ableiter so auslegen, dass seine Kapazität in jedem Falle ausreicht – dann ist er aber mit Sicherheit zu groß, d. h. zu teuer, möglicherweise schlechter in der Funktion und unter Umständen von kürzerer Lebensdauer (also wirklich keine zweckentsprechende Lösung der gestellten Aufgabe.)

Als aufmerksamer Leser dieses Buches werden Sie den goldenen Mittelweg zwischen „wissenschaftlicher" Problemlösung und gedankenlosem Eisenhandel selbst finden – oder eine solche Aufgabe getrost dem Spezialisten überlassen. Für welche dieser beiden Möglichkeiten Sie sich auch entscheiden: Es ist von Vorteil für Sie, wenn Sie sich anhand der folgenden Kapitel mit den Gesichtspunkten für die Ableiterwahl vertraut machen.

7.2 Vorüberlegungen

In Kapitel 1 und 6 hatten wir die Verhältnisse im Wärmetauscher, das war unser Suppenkessel, genauer untersucht und festgestellt, dass das Kondensat so schnell wie möglich aus dem Dampfraum – beim Suppenkessel ist das der Heizmantel – entfernt werden sollte. Wie kann das geschehen?

Lassen wir das Ablaufrohr im Boden des Suppenkessels einfach offen, so fließt das Kondensat zwar schnell heraus, aber sobald das Kondensat weg ist, wird Dampf ausströmen und verloren gehen: Der Druck fält ab, Energie geht verloren.

Wir müssen also eine Möglichkeit suchen, das Kondensat ablaufen zu lassen und den Dampf zurückzuhalten. Dies ist die erste und wichtigste Aufgabe, die mit dem Ausdruck „Kondensatableitung" gemeint ist.

7.2.1 Sollen wir ein normales Ventil verwenden?

Wir können versuchen, die Aufgabe mit einem von Hand zu öffnenden bzw. zu schließenden Absperrhahn oder Ventil zu lösen. Beim Öffnen wird das Kondensat abfließen, und wir werden das Ventil danach schließen, um ein Entweichen des Dampfes zu verhindern. Machen wir also einen Versuch an unserem Suppenkessel.

Wir lassen Dampf in den Mantel des Kessels einströmen. Da zunächst noch alles kalt ist, kondensiert der Dampf sehr schnell. Wir öffnen deshalb das Ventil ganz, damit das Kondensat schnell abläuft. Bald danach ist der Kochkessel erwärmt, der Dampf gibt immer noch Wärme ab und kondensiert, jedoch etwas langsamer als zuvor. Es fällt daher auch weniger Kondensat an. Jetzt beobachten wir, dass nicht nur Kondensat, sondern auch Frischdampf aus dem Ventil strömt. Daher schließen wir das Ventil so weit, dass das Kondensat sich etwas stauen kann und ein Entweichen von Dampf nicht mehr stattfindet.

In der Theorie hört sich dies ganz annehmbar an, für die Praxis ist die beschriebene Methode jedoch eine Qual: Wir müssten recht bald wieder am Ventil drehen, bis wir die Einstellung gefunden hätten, die gerade ausreicht, um alles Kondensat, aber keinen Dampf durchzulassen. Sie können sich sicher vorstellen, dass dies nicht nur Mühe bereitet, sondern auch praktisch kaum erreichbar ist, weil Temperatur, Druck und Wärmeverbrauch und damit der Kondensatanfall doch stets schwanken. Darüber hinaus ist es schwierig, zwischen Frischdampf, d. h. dem vom Dampferzeuger kommenden Dampf und dem u. U. aus dem Kondensat entstehenden Dampf, dem sogenannten „Nachdampf" oder „Entspannungsdampf" zu unterscheiden. Diese Frage wird uns später noch beschäftigen.

Selbst bei der größten Geschicklichkeit und den besten Kenntnissen der Arbeitsweise des Ventils und des Dampfverbrauchers würden wir mit dem von Hand betätigten Kondensatventil unweigerlich Dampf verschwenden oder Kondensat anstauen.

7.2.2 Spezialventile und Lochblenden

Anstatt dauernd am Ventil zu drehen, um mit den Änderungen der Kondensationsgeschwindigkeit im Dampfraum Schritt zu halten, könnten wir das Ventil auch so einstellen, dass es gerade einen Spalt breit geöffnet ist. Die gleiche Wirkung wird mit einer Blende erreicht, die ein kleines Loch hat und anstelle des Kondensatventils eingebaut wird. Solche Vorrichtungen werden mitunter tatsächlich noch verwendet. Theoretisch können sie sogar wunschgemäß funktionieren, wenn der Kondensatanfall sehr gleichmäßig ist und wenn das Loch in der Blende bzw. die Ventilstellung genau an diesen Kondensatanfall angepasst ist.

Aber der Ärger des Lebens beginnt beim Wörtchen „wenn": Es gibt so wenige Dampfanlagen, die über größere Zeiträume genau gleichbleibenden Kondensatanfall haben, und das Risiko, durch falsche Ventileinstellung oder falsche Blendenöffnung bzw. durch wechselnde Betriebsbedingungen Dampf zu verschwenden oder die Leistung der Anlage zu vermindern, ist so groß, dass diese Entwässerungsvorrichtungen heute nicht mehr ernstlich in Frage kommen.

7.2.3 Kondensatableiter

Wir brauchen also eine Vorrichtung, die selbsttätig alles Kondensat durchlässt, aber Dampf zurückhält. Ein solches automatisch arbeitendes Gerät nennt man „Kondensatableiter". Da die ersten Konstruktionen dieser Art die Form großer Töpfe hatten, ist häufig noch die Bezeichnung „Kondenstopf" anzutreffen; auch „Kondensatabscheider", „Ableiter", „Dampfstauer", „Kondensatautomat", „Kondenswasserabscheider" usw. sind nur andere Bezeichnungen, Abkürzungen oder Kosenamen für das, was in den Normen, also sozusagen standesamtlich „Kondensatableiter" heißt. In der DIN EN 26704 finden Sie die amtliche Beschreibung des Kindes.

Wie gesagt, ein Kondensatableiter soll alles Kondensat durchlassen und Dampf zurückhalten. Darüber hinaus ist es aber von großer Wichtigkeit, auf welche Art und Weise der Kondensatableiter diese Aufgabe erfüllt: ob das Kondensat sofort beim Entstehen oder erst nach einer gewissen Abkühlung abgeführt wird, ob die Kondensatentfernung kontinuierlich oder stoßweise erfolgt, ob aller Frischdampf zurückgehalten

wird oder nicht – usw. Aus der Betrachtung des Suppenkessels wissen Sie, dass diese Fragen von großer Bedeutung für die Leistung einer Dampfanlage sind. Da aber die Industrie nicht mit Suppenkesseln arbeitet (das muss ja mal zugegeben werden!), sondern eine Unzahl unterschiedlicher Aufgaben mit zum Teil entgegengesetzten Forderungen stellt, kann es keine Standardlösung geben, die für alle Entwässerungsaufgaben gleich gut ist. Wir müssen viel mehr die Kondensatableitertypen, die es gegenwärtig gibt, betrachten und ihre jeweiligen Vorzüge und Grenzen kennenlernen. Glücklicherweise – besser gesagt: dank der Ausdauer und dem Geschick der Konstrukteure – genügen wenige Arten Kondensatableiter, um alle in der Praxis vorkommenden Dampfanlagen zweckentsprechend zu entwässern, das heißt mit möglichst geringem Aufwand zuverlässige Funktion und größtmögliche Leistung und Wirtschaftlichkeit zu erreichen.

Diese Aufgabe ist eigentlich ziemlich leicht zu lösen. Lediglich die nötige Aufmerksamkeit fehlt mitunter, denn Dampf und Kondensat sind ja nur Hilfsmittel im Betrieb, nicht Selbstzweck, und der Kondensatableiter ist meist wertmäßig von ziemlich untergeordneter Bedeutung. Deshalb reicht z. B. der Lieferumfang vieler Apparate nur vom Dampfeinlassstutzen bis zum Anschluss für den Kondensatableiter – alles übrige ist dem Betreiber der Anlage überlassen. Wie soll man aber von diesem erwarten, dass er genügend Zeit und Spezialkenntnisse einsetzt, um die Kondensatableitung richtig auszuführen, wenn schon der Konstrukteur des Apparats, der doch seine Schöpfung am besten kennt, dieser Aufgabe ausweicht, sei es, weil er sie für unwichtig hält oder weil er sich nicht zuständig fühlt. Bekanntlich ist aber eine Kette nur so stark wie das schwächste Glied, d. h. die tollste Apparatur kann nur eine mäßige Leistung erbringen, wenn die Dampfzuleitung zu klein ist oder ein für diese Anlage ungeeigneter Kondensatableiter eingesetzt wurde.

Bitte glauben Sie es: Jetzt konnte z. B. bei der modernsten Maschine einer bestimmten Art durch bessere Dampfführung im Wärmetauscher und günstige Kondensatableitung eine Leistungssteigerung von mehr als 30 % erreicht werden ohne Erhöhung der Herstellkosten. Vielleicht meinen Sie, dass das einem wirklichen Fachmann nicht passieren kann. Aber jedes Fachwissen hat Lücken und gewiss seine Grenzen. Hätten Sie in einem anderen Fall daran gedacht, dass einige Lufterhitzer, die regelmäßig nach etwa 6 Monaten durchgerostet waren, nicht nur durch geeignete Entlüftung sondern wesentlich durch eine Änderung der Kondensatableitung von ihrem Leiden befreit werden? Die Zahl der Dampfanlagen ist groß, in denen sich trotz neuester Einrichtungen jährlich noch beträchtliche Beträge einsparen lassen, wenn die Wärmeenergie besser genutzt wird.

Doch Sie sind sich dieser Tatsachen sicherlich bewusst, sonst würden Sie ja nicht die Zeit opfern, diese Seiten zu lesen.

Bei unseren Überlegungen ist die Betrachtung von Nebensächlichkeiten oder gar vermeintlichen Selbstverständlichkeiten deshalb wichtig, weil nicht selten diese Dinge es sind, die auch vom Ingenieur übersehen werden. Es genügt nämlich nicht, den richtigen Kondensatableiter an einem dampfbeheizten Apparat einzusetzen, um zufriedenstellende Entwässerung zu erreichen, wenn 50 Meter entfernt eine andere Leitungsführung nötig wäre. Aus diesem Grund sind beispielsweise vor kurzem in einer großen Chemieanlage, die von hochqualifizierten Fachleuten geplant war, ganze Rohrleitungsnetze eingefroren und zerstört worden. Die zweifellos erstklassigen Produktionsanlagen waren lahmgelegt. – In einem anderen Beitrieb, einer Raffinerie, wurde ein großer Kugelbehälter beim Entleeren vom äußeren Luftdruck stark eingedrückt und beschädigt, weil die Belüftungseinrichtung nicht richtig funktionierte: ein großer Schaden, hervorgerufen durch eine kleine Unaufmerksamkeit bei der Installation eines Bauteils von verschwindend kleinem Wert, verglichen mit dem Wert des Behälters.

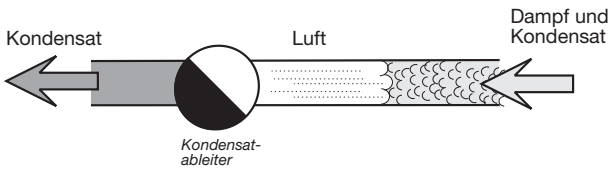
Haben Sie also bitte Geduld mit diesem Buch, wenn es nicht gleich mit Konstruktionszeichnungen und Installationsplänen aufwartet. Das grundlegende Verständnis der Vorgänge ist das wichtigere, denn nur dieses lässt sich in gleicher Weise auf Teekessel, Suppenkocher, Papiermaschine und Reaktionskolonne anwenden – und ermöglicht es Ihnen, Beweisführungen anderer (auch dieses Buches) kritisch zu prüfen.

7.2.4 Luft in Kondensatableitern

Jetzt muss noch kurz von der Luft in Dampfräumen gesprochen werden, damit Sie verstehen, weshalb dies bei der nachfolgenden Beurteilung der verschiedenen Ableiterkonstruktionen von Wichtigkeit ist.

Wenn die Dampfzufuhr zu einer Leitung oder Anlage gesperrt wird, kondensiert der Dampf, und es entsteht in der Dampfanlage ein Vakuum. Rohrleitungen und Apparate lassen zwar Dampf unter höherem Druck nicht nach außen, aber wenn der Druck außen größer ist als innen, dringt meist Luft ein: durch Stopfbuchsen und Flanschverbindungen, durch Entlüfter (die jetzt als Belüfter wirken) usw. Eine Dampfanlage außer Betrieb ist daher meist mit Luft und mehr oder weniger Kondensat gefüllt. Wird eine solche Anlage in Betrieb genommen, so muss der zuströmende Dampf zuerst viel Luft und Kondensat verdrängen. Aber auch während des Dauerbetriebs können geringe Mengen von Luft oder Kohlendioxid (CO_2) mit dem Dampf bzw. Kondensat vermischt sein.

Diese Gase werden schließlich zum Kondensatableiter gelangen. Die Kondensatableiter müssen deshalb in der Lage sein, außer Kondensat auch Luft durchzulassen; andernfalls würde sich die Luft im Kondensatableiter stauen und den Zufluss des Kondensats behindern oder gar unmöglich machen; die Anlage würde also langsam oder gar nicht arbeiten!



Diesen Schwierigkeiten suchte man früher zu begegnen, indem man die Kondensatableiter mit einer Vorrichtung versah, mit der man die Ableiter während des Anfahrvorganges von Hand voll öffnete. Diese Handbedienung hat aber erhebliche Nachteile, denn sowohl das Öffnen als auch das Schließen wird häufig vergessen; ersteres macht sich schnell bemerkbar, aber das vergessene Schließen bleibt meist unentdeckt, weil es die Anlage nicht blockiert; dies führt dann zu dauernden hohen Dampfverlusten. Dieses Risiko und der

Bedienungsaufwand machen die Handbetätigung viel teurer als eine selbsttätige Einrichtung.
Die automatische Entlüftung von Kondensatableitern wird durch Einbau oder Anbau besonderer Entlüftungselemente erreicht oder dadurch, dass der Ableiter aufgrund seines Konstruktionsprinzips in der Lage ist, mit dem Kondensat auch Luft abzuführen.

Am häufigsten werden heute thermische Kapselelemente als Entlüftungselemente eingesetzt. Dieses Funktionselement ist genau das gleiche wie das Hauptelement eines thermischen Kapsel-Kondensatableiters (Kap. 7.3.2 2A). Aus diesem Grund sind thermische Kapsel-Kondensatableiter auch die Ableiter mit der besten Entlüftungseigenschaft.

Thermische Kapseln werden auch in Kugelschwimmer-Kondensatableiter eingebaut, da diese ansonsten keine Entlüftungseigenschaft hätten. Als separates Element erhöhen die Entlüftungskaseln sogar noch die Ableiterleistung über die in den jeweiligen Diagrammen angegeben Werte hinaus.

Alternativ und immer noch häufig eingesetzt werden auch Bimetallelemente, wobei sie, vor allem im Dauerbetrieb, nicht ganz so effizient sind wird die thermische Kapsel. Demzufolge verfügen auch Bimetall-Kondensatableiter über annehmbare Entlüftungseigenschaften, vor allem im Anfahrzustand.

Der thermodynamische Kondensatableiter entlüftet nicht so gut, wobei ein besonderer Ventilteller mit Entlüftungselement diesen Nachteil beseitigen hilft.

Glockenschwimmer-Kondensatableiter sind als Entlüfter ungeeignet: ihre Entlüftung erfolgt über eine kleine Bohrung, die gleichzeitig den Nachteil hat, dass sie auch immer eine geringe Menge Dampf verschwendet.

Wir merken uns: zur optimalen Entlüftung von Dampfanlagen werden thermische Kapsel-Entlüfter eingesetzt, als zweite Wahl Bimetallentlüfter.

Noch zwei Hinweise zum Einbau eines Entlüfters:

1. Wir wollen uns nicht an der Diskussion beteiligen, unter welchen Umständen Luft leichter oder schwerer als Dampf ist. Bei der Leitungsentlüftung aber auch bei vielen Behältern wird der Entlüfter oben angebracht. Unten würde er nur durch Kondensat blockiert werden.

2. Der Entlüfter lässt nicht nur Luft und andere nicht-kondensierbare Gase passieren. Theoretisch könnte auch Kondensat (wie bei einem Kondensatableiter) oder Wassertröpfchen austreten Es empfiehlt sich daher bei der Entlüftung innerhalb von Gebäuden, den Entlüfterausgang in einen Trichter zu führen, der evtl. anfallendes Wasser in die Kanalisation und nicht auf den sauber gewischten Boden leitet.

7.3 Systeme von Kondensatableitern

Gemeinsame Aufgabe von Kondensatableitern aller Systeme ist es, Kondensat und in gewissem Maß auch Luft aus den Dampfleitungen und Dampfverbrauchern zu entfernen, Dampf jedoch nicht durchzulassen. Es muss also sowohl Kondensat von Dampf als auch Luft von Dampf getrennt werden. Die Benennung und Beschreibung ist „amtlich“ gegeben in der Norm DIN EN 26704 „Kondensatableiter-Systeme, Begriffe“. Wir werden dieser Norm weitgehend folgen. Zunächst eine Übersicht über die verschiedenen Systeme:

7.3.1 Mechanische Schwimmer-Kondensatableiter
- A Kugelschwimmer-Kondensatableiter
- B Glockenschwimmer-Kondensatableiter
- C Offener Topfschmwimmer-Kondensatableiter

7.3.2 Thermische Kondenstableiter
- A Thermische Kapsel-Kondensatableiter
- B Thermische Bimetall-Kondensatableiter
- C Stauer-Kondensatableiter

7.3.3 Thermodynamische Kondensatableiter
- A Thermodynamische Kondensatableiter
- B Impuls-Kondensatableiter

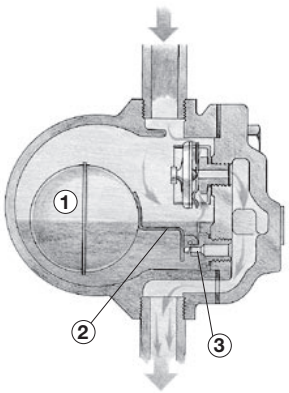
7.3.4 Starre Kondensatableiter

7.3.5 Aktive Kondensatableitung
Kondensatableiter mit Pumpfunktion

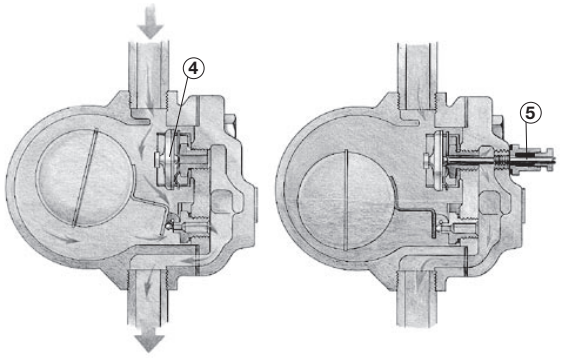
7.3.1 Mechanische Schwimmer-Kondensatableiter

Je nach Ausführung des Schwimmers im Kondensatableiter werden nach DIN 3680 folgende Untergruppen von Schwimmerkondensatableitern unterschieden, solche mit
A geschlossenem Schwimmer genannt „Kugelschwimmer-Kondensatableiter“
B offenem Glockenschwimmer d. h. dem „Glockenschwimmer-Kondensatableiter“ ,
C offenem Topfschwimmer-Kondensatableiter.

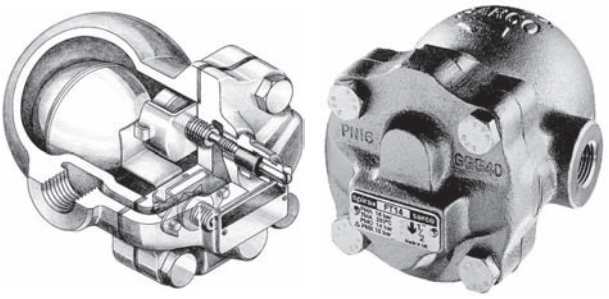
A Kugelschwimmer-Kondensatableiter



Diese mechanischen Schwimmer-Kondensatableiter benutzen als Trennmethode den großen Unterschied der spezifischen Gewichte von Dampf und Kondensat. In einem kleinen „Sammelbehälter“, dem Kondensatableiter-Gehäuse, ist ein Schwimmer (1) montiert, der über einen Mechanismus (2) das Ablaufventil (3) betätigt. Zulaufendes Kondensat hebt oder senkt den Schwimmer und öffnet oder schließt das Ablaufventil.



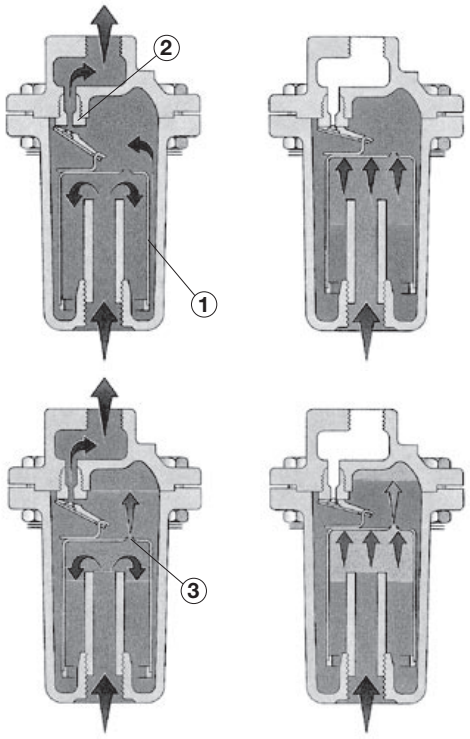
Auf diese Weise lässt sich aber nicht die Luft vom Dampf trennen, denn der Unterschied ihrer spezifischen Gewichte ist dafür zu gering. Deshalb muss in die Schwimmerkondensatableiter entweder ein besonderes automatisches Entlüftungsventil (4) eingebaut werden, das nach dem Prinzip des später beschriebenen thermoelastischen Kondensatableiters arbeitet, oder auf andere Weise für die Entfernung von Luft und nicht kondensierbaren Gasen gesorgt werden. Besondere Ausführungen enthalten ein Bypass-Ventil (5), das eine ständige Strömung bewirkt. Wichtig z. B. bei der Entwässerung von beheizten Zylindern.



Vorteile
- unverzügliche Kondensatableitung bei Sattdampftemperatur ohne Kondensatanstau
- zuverlässig dicht durch Wasservorlage
- große Leistung bei kleinen Drücken
- Kondensatableitung unabhängig von Last- und Druckschwankungen
- optimales Ableiterprinzip für dampfseitig geregelte Wärmetauscher
- beim Einsatz geeigneter Entlüfterelemente sehr gute Entlüftungseigenschaften
- optional mit einstellbarem Bypass gegen Dampfabschluss und für rotierende Heizzylinder

Einsatzgrenzen
- Kugelschwimmer-Kondensatableiter sind frostempfindlich.
- Bei Frostgefahr müssen sie isoliert oder entwässert werden.
- Beeinträchtigung des Schwimmermechanismus durch Vorschalten eines Schmutzfängers verhindern
- Nicht einsetzen bei besonderer Wasserschlagsgefahr

B Glockenschwimmer-Kondensatableiter



Der Glockenschwimmer-Kondensatableiter verfügt über eine umgestülpte Glocke (1) als Hauptelement. Hängt die Glocke unten, so ist da Ausgangsventil (2) geöffnet. Eintretendes Kondensat umspült die Glocke und verlässt den Glockenschwimmer-Ableiter durch das Ausgangsventil.

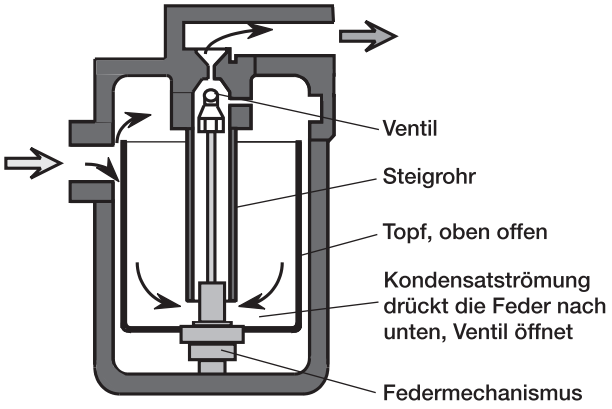
Tritt Dampf in den Ableiter, füllt dieser die Glocke; die Glocke wird leichter und schwimmt auf, das Auslassventil schließt. Kondensiert der Dampf nach einer bestimmten Zeit, senkt sich die Glocke wieder, das Auslassventil öffnet sich.

Was aber passiert, wenn Luft oder nicht-kondensierbare Gase in den Ableiter einströmen? Auch dann hebt sich die Glocke, und das Auslassventil schließt. Da Luft aber nicht kondensiert, muss sie anderweitig die Glocke wieder verlassen. Zu diesem Zweck befindet sich an der Oberseite der Glocke eine kleine Bohrung (3), durch welche die Luft entweichen kann. Leider aber nicht nur Luft, sondern auch Dampf: der Glockenschwimmer-Kondensatableiter vergeudet immer etwas Dampf und ist energetisch der schlechteste der fünf Haupt-Ableitertypen. Noch schlechter ist nur noch der starre Kondensatableiter (Blendenableiter) aus Kap. 7.3.4.

Vorteile
- unverzügliche Kondensatableitung ohne Kondensatanstau
- robust und wasserschlagunempfindlich
- zuverlässig dicht durch Wasservorlage
- geeignet für den Einsatz bei Heißdampf (Vorsicht bei Verlust der Wasservorlage)

Einsatzgrenzen
- reduzierte Entlüftungseigenschaften, evtl. separaten Dampfentlüfter bei großem Luftanfall parallel schalten
- bei Frostgefahr müssen die Ableiter sorgfältig isoliert werden
- große Gefahr von Dampfverlusten durch die Entlüftungsbohrung im Schwimmerelement

C Offener Topfschwimmer-Kondensatableiter



Der offene Topf wird durch einen Federmechanismus nach oben gedrückt, das Ventil schließt. Erst eintretendes Kondensat und Kondensatströmung erzeugt soviel Gewicht, dass der Topf nach unten sinkt und das Ventil öffnet.

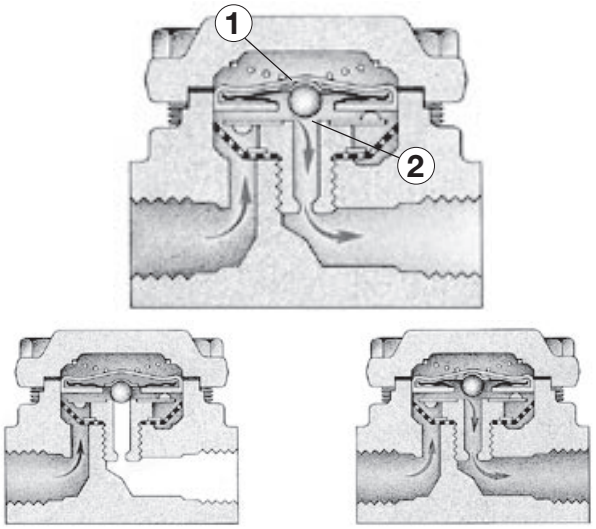
Die Eigenschaften der Topfschwimmer-Kondensatableiter sind ähnlich wie die der Glockenschwimmer-Ableiter. Sie sind jedoch anfälliger gegen Wasserschläge, Vibrationen und Verschmutzung.
Die ganzen Zusammenhänge sind sehr filigran, und die Entlüftungseigenschaften beim Anfahren gleich Null. Kein Wunder, dass dieser Ableitertyp schon lange nicht mehr eingesetzt wird.

7.3.2 Thermische Kondensatableiter

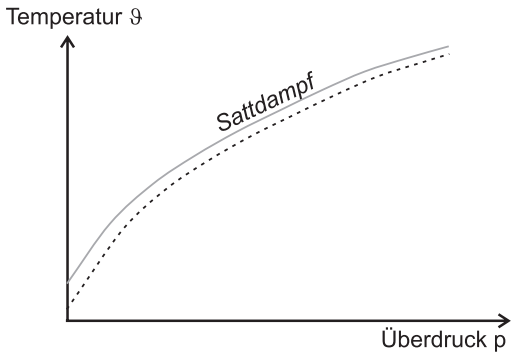
Diese Ableiter sind nach DIN 3680 nochmals unterteilt in

- *thermoelastische* Kondensatableiter, die durch Druck und Temperatur gesteuert sind. Hier wird unterschieden zwischen solchen,
  A die mit Flüssigkeit teilgefüllten Druckdosen arbeiten (im folgenden „Schnellentleerer“ oder „thermische Kapsel-Kondensatableiter“ genannt). Bei diesen betätigt die Druckdose abhängig von Druck und Temperatur das Verschlussorgan
  B die mit Bimetallformstücken arbeiten (im folgenden „Bimetall-Kondensatableiter“ genannt). Bei ihnen wirken verschiedene Bimetallelemente temperaturabhängig auf das Ableiterventil.
- *thermostatische* Kondensatableiter die nur temperaturabhängig arbeiten
  C Stauer-Kondensatableiter

A Thermische Kapsel-Kondensatableiter



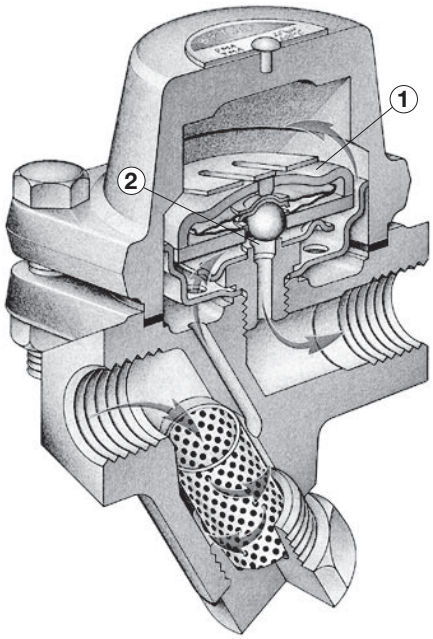
Die Kapsel-Kondensatableiter gehören zu den thermoelastischen Kondensatableitern und unterscheiden Dampf und Kondensat, die ja die gleiche Sättigungstemperatur haben, dadurch, dass man für das Kondensat etwas Unterkühlung fordert, in der Praxis zwischen 5 K und 30 K je nach Konstruktion und Justierung. Durch ihre Bauart folgen sie dem Verlauf der Siedetemperatur abhängig vom Druck.



Das Prinzip der thermoelastischen Kondensatableiter lässt sich auch für die Trennung von Luft und Dampf verwenden. Nach dem von Dalton entdeckten Naturgesetz ist der Gesamtdruck einer Gasmischung gleich der Summe der Teildrücke der Gasbestandteile, und jedes Gasbestandteil verhält sich so, als ob es den gesamten Raum ausfüllt. Dieses Gesetz gilt praktisch auch für ein Gemisch aus Wasserdampf und Luft. Je nach der Größe des Luftanteils im Dampf-Luft-Gemisch ist der Teildruck der Luft mehr oder weniger hoch und ebenso der des Wasserdampfes.

Die Auswirkung sei an einem Beispiel erklärt. Das Dampf-Luft-Gemisch stehe unter einem absoluten Gesamtdruck von 3 bar, dabei betrage der Teildruck der Luft wegen des hohen Luftanteils 1 bar. In diesem Falle wäre der Dampfteildruck 2 bar mit einer Siedetemperatur nach der Dampftafel von 120,2 °C. Die Siedetemperatur des Wassers von 3 bar ist 133,5 °C. Das Gemisch hat also eine um 133,5 – 120,2 = 13,3 K niedrigere Temperatur. Diese Temperaturdifferenz gegenüber der Siedetemperatur zum Gesamtdruck benutzen die thermoelastischen Kondensatableiter zum Trennen von Wasserdampf und Luft. Ihre Ventile sind unterhalb der Siedetemperatur geöffnet. Erst wenn angenähert die Siedetemperatur erreicht ist, schließt die thermische Kapsel (1) das Ventil (2). Die thermoelastischen Kondensatableiter sind deshalb zugleich Dampfentlüfter.

Thermische Kapselableiter stauen Kondensat, da sie eine Unterkühlung des Kondensats benötigen. Sie dürfen keinesfalls isoliert werden.

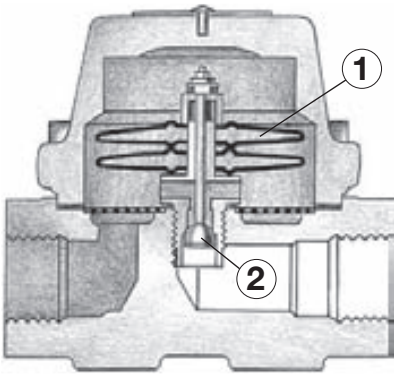


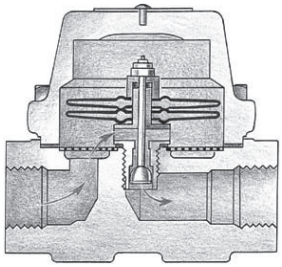
Vorteile
- sicheres Funktionsprinzip durch genaue Angleichung an die Sattdampfkurve
- Ableitung mit definierter Unterkühlung unter Sattdampftemperatur
- robust und kompakt
- reduzierte Empfindlichkeit gegen Wasserschlag und Frost
- hervorragende Entlüftungseigenschaften, auch als Dampfentlüfter verwendbar
- großer Leistungsbereich bei kleinen Abmessungen und Gewichten

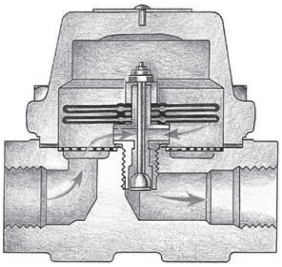
Einsatzgrenzen
- Vorsicht bei starker Überhitzung (Heißdampf)
- nicht einsetzen bei dampfseitig geregelten Wärmetauschern oder nur mit entsprechend großem Abstand vom Wärmetauscher; nicht einsetzen für Dampftrockner

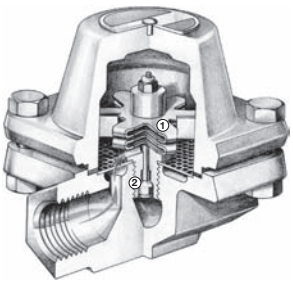
B Thermische Bimetall-Kondensatableiter

Auch die Bimetall-Kondensatableiter gehören zu den thermo-elastischen Kondensatableitern. Das Arbeitsprinzip sind Bimetall-Elemente (1), die sich abhängig von der Tempertaur wölben und so das Ableiterventil (2) öffnen.



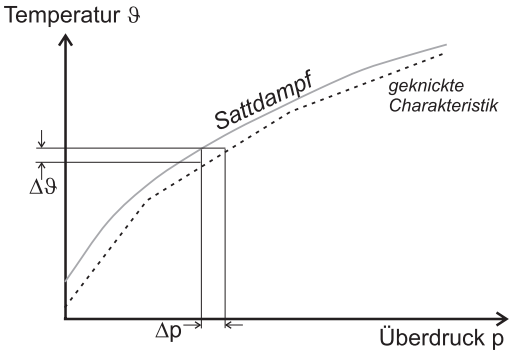






Da die Bimetall-Elemente nur temperaturabhängig arbeiten, folgen Bimetall-Ableiter nicht völlig der Sattdampfkurve. Zur Annäherung an die ideale Ableitfunktion werden daher mehrere Bimetallelemente eingesetzt die sich so ergänzen, dass quasi eine Annäherung an die Sattdampfkurve erfolgt.

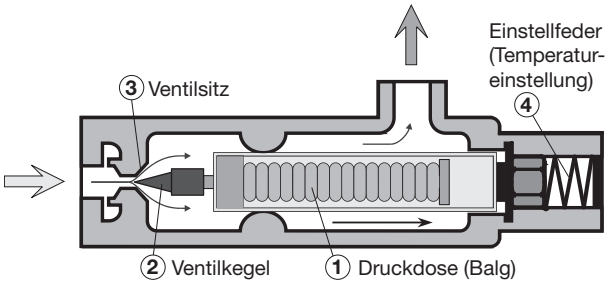
Auch Bimetall-Ableiter stauen Kondensat an und dürfen keinesfalls isoliert werden.



Vorteile
- sichere Kondentsatableitung mit angemessener Unterkühlung
- gute Annäherung an die Sattdampfkurve durch einzigartige Spirax Sarco-Bimetallelemente
- robust und unempfindlich gegen Wasserschlag und Frost
- gute Entlüftungseigenschaften

Einsatzgrenzen
- erhöhter Kondensatanstau, daher weniger geeignet für dampfseitig geregelte Wärmetauscher, Dampftrockner und Dampfräume, in die Kondensat nicht zurückgestaut werden darf
- weniger geeignet für große Last- und Druckschwankungen

C Stauer-Kondensatableiter



Der Stauer ist ein thermostatischer Kondensatableiter und arbeitet nur temperaturabhängig, folgt also nicht dem Siedeverlauf der Temperatur abhängig vom Druck. Wenn dieser auf eine Öffnungstemperatur von z. B. 90 °C justiert ist, dann öffnet er auch bei unterschiedlichen Drücken stets bei 90 °C. Ein thermostatisches Ausdehnungselement (1), z. B. eine mit Flüssigkeit vollständig gefüllte Druckdose, betätigt das Abschlussorgan (2, 3).

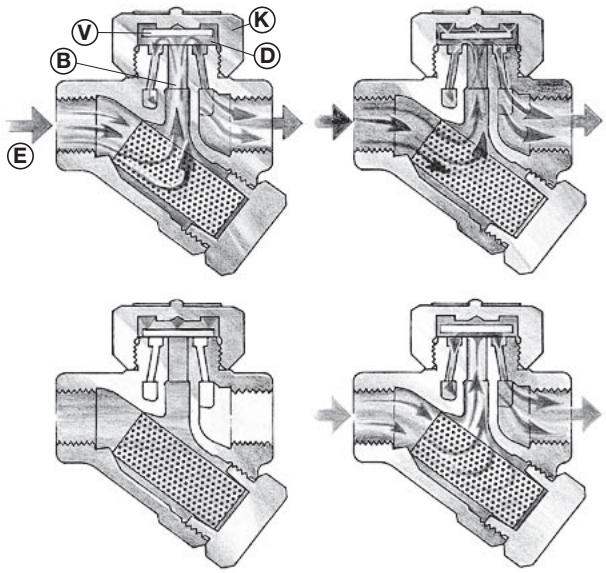
Vorteile
- sehr gut geeignet zum vollständigen Entleeren kalter Anlagen

Einsatzgrenzen
- Funktionsprinzip nur abhängig von der Temperatur und daher als echter Kondensatableiter weniger geeignet
- empfindlich gegen Wasserschläge, Druckstöße und Überhitzung

7.3.3 Thermodynamische Kondensatableiter

Diese Ableiter benutzen die unterschiedlichen Druckverhältnisse von strömendem Dampf um Dampf und Kondensat zu trennen.
Als Abschlusskörper wird entweder ein Ventilteller benutzt
A „thermodynamischer Kondensatableiter TD“
oder ein durchbohrtes, bewegliches Formstück
B „Impuls-Kondensatableiter“.

A Thermodynamische Kondensatableiter



Diese Kondensatableiter-Konstruktion gelang, als man einen Entlüfter für Kugelschwimmer-Kondensatableiter für höhere Drücke entwickelte. Sie bestach bei ihrer Anwendung als Kondensatableiter wegen ihrer Kleinheit, Einfachheit und Anpassungsfähigkeit

Im oberen Bild sehen wir, wie Kondensat durch den Eingang E einströmt und den Ventilteller V gegen die Kappe K drückt. Das Kondensat fließt in den Ringkanal und durch den Ausgang in die Kondensatleitung.

Nachkommender Dampf will den gleichen Weg nehmen, strömt aber viel schneller als das Kondensat; dadurch sinkt der Druck der Strömung stark ab; nun drückt der Dampf, der seitlich um den Ventilteller in die Steuerkammer gelangt ist und dort nicht strömt, also einen höheren Druck hat als der strömende Dampf, den Ventilteller nach unten. Dadurch wird die Dampfströmung abgeschnitten. Der Ventilteller sitzt auf dem inneren ringförmigen Sitz und verhindert, dass Frischdampf in den Ringkanal R und in die Kondensatleitung gelangt. Gleichzeitig dichtet der Ventilteller aber auch den äußeren ringförmigen Sitz: Damit wird der Dampf in der Steuerkammer D zwischen Kappe K und Ventilteller V eingesperrt. Dieser Dampf hat zwar einen etwas geringeren Druck als der Dampf im Wärmetauscher, aber er drückt auf eine viel größere Fläche als der Frischdampf, der von unten drückend nur den Querschnitt der Eintrittsbohrung B zur Verfügung hat. Deshalb bleibt der Ableiter nun geschlossen. Das ist sozusagen der wichtigste Trick des TD.

Kommt wieder Kondensat, so sammelt es sich vor dem Eingang. Dadurch wird der Wärmenachschub zum Dampf in der Steuerkammer geringer; dieser Dampf beginnt zu kondensieren, und dadurch sinkt sehr rasch der Druck in der Steuerkammer und damit die Schließkraft. Das Kondensat vor dem Ventilteller, bei B, steht aber unter dem Druck des Frischdampfes; es kann nun den Ventilteller nach oben drücken und in die Kondensatleitung abfließen: das Spiel beginnt von neuem.

Der TD arbeitet also stoßweise. Ob dies vorteilhaft ist (weil die Heizfläche von Kondensat und Luft besser freigeblasen wird als bei einem kontinuierlich arbeitenden Ableiter) oder nachteilig (weil z. B. eine Regelung gestört wird), kann wieder nur anhand der zu entwässernden Anlage entschieden werden.

In der obigen Erklärung des thermodynamischen Funktionsprinzips wurde behauptet, dass der Druck im strömenden Dampf absinkt. Das ist ein Naturgesetz: Die Bewegungsenergie des strömenden Stoffes stammt aus der Druckenergie; da von außen keine Energie zugeführt wird, muss der Druck abnehmen, wenn der Stoff strömt; kommt die Strömung wieder zur Ruhe, so steigt der Druck wieder, allerdings nicht mehr ganz auf den früheren Wert, weil inzwischen Energieverluste durch Reibung eingetreten sind (Gesetz von Bernoulli).

Sie können sich von diesem Sachverhalt selbst überzeugen: Halten Sie einen Streifen Papier an der Schmalseite fest, so dass der Rest des Papiers nach unten hängt; blasen Sie dann kräftig über das Papier. Das Papier wird nicht nach unten gedrückt, sondern hochgehoben, weil die strömende Luft einen kleineren Druck hat als die nichtströmende Luft unter dem Papier. Nach oben blasend, können Sie den Papierstreifen sogar senkrecht nach oben aufsteigen lassen.

So arbeitet der TD auch dann in der beschriebenen Weise, wenn er mit der Kappe nach unten montiert wird: die Dampfströmung durch das Gerät saugt den Ventilteller nach oben! Der TD ist also in beliebiger Lage einsetzbar.

So einfach das Gerät auch aussieht – erst das Zusammenspiel vieler Feinheiten in Konstruktion und Fertigung ermöglicht den wirklich guten Kondensatableiter. Den wichtigsten dieser Punkte müssen wir noch besprechen: Zwischen Eingang und Ausgang fällt der Druck des Kondensats etwa vom Druck im Dampfraum auf den Druck in der Kondensatleitung ab. Hatte das Kondensat vorher fast Siedetemperatur, so entsteht bei dieser Entspannung sehr viel Nachdampf (in Kapitel 8.4 und 9.2 wird diese Erscheinung noch ausführlich behandelt). Das ist ein Naturgesetz und deshalb bei jedem Ableiter so. Der TD ist nun aber derart ausgeführt, dass bereits dieser Nachdampf den oben beschriebenen Schließvorgang auslöst. Frischdampf wird also nicht durchgelassen. – Zum Schließen ist anderseits aber so viel Nachverdampfung nötig, dass normalerweise das Kondensat bis etwa 1 bis 3 Grad unterhalb der Sattdampftemperatur durchgelassen wird. – Diese beiden Reaktionsweisen sind sozusagen der Trick Nr. 2 des TD, oder richtiger gesagt: das Ergebnis sehr langwieriger Entwicklungsarbeit.

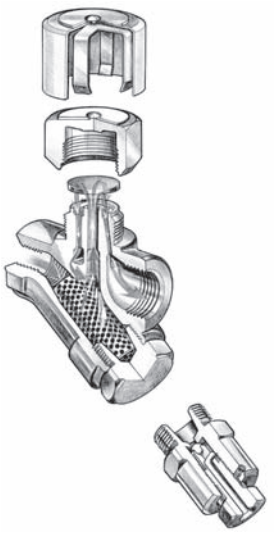
Fällt zeitweise überhaupt kein Kondensat an, dann ist nach einer Schließzeit von ½ Minute bis ½ Stunde (je nach Größe und Typ) der Druck in der Steuerkammer durch Wärmeabgabe nach außen doch so weit gefallen, dass das Gerät öffnet; die sofort einsetzende Dampfströmung bringt das Gerät jedoch so rasch wieder zum Schließen, dass der Dampfverlust extrem klein bleibt. Genauer ausgedrückt: Der Frischdampfverlust des TD bei Betrieb ohne Kondensatanfall ist nicht größer als der Dampfverlust, den z. B. ein Kugelschwimmerableiter gleicher Leistung – der ja theoretisch überhaupt keinen Frischdampf durchlässt – infolge seiner Wärmeabgabe an die Umgebung hat; diese Wärmeabgabe des größeren Ableiters wird nämlich durch Kondensation von Frischdampf im Ableiterinnern ergänzt.

Durch die große Ansprechgeschwindigkeit des TD ist auch eine Ausführung möglich, die sich zur Entwässerung von Hochdruck-Heißdampfleitungen und für überhitzten Dampf eignet.

Wie sieht es nun beim Öffnen aus? Der TD öffnet durch die oben beschriebene Verringerung der Wärmenachlieferung bei Kondensatanfall so rasch, dass ein nennenswerter Kondensatstau nicht auftritt. Der TD führt das Kondensat also mit sehr geringer Unterkühlung ab, d. h. der Wärmetauscher wird, soweit es am Kondensatableiter liegt, durch den TD kondensatfrei gehalten, was für die meisten Wärmetauscher von Vorteil ist.

Der Trick Nr. 3 beim TD ist die Konstruktion. Der Spirax Sarco TD ist ein Drei-Loch-TD, der 3 Auslasskanäle besitzt.

Der entscheidende Unterschied zum einfachen Ein-Loch-TD besteht darin, dass das Kondensat über drei über den Umfang des oberen Ringkanals gleichmäßig verteilte Ablasskanäle abströmt. Diese Kanäle sind in ihren Querschnitten, Längen und Umlenkungen so ausgebildet, dass sie dem abströmenden Kondensat gleiche Widerstände entgegensetzen. Durch diese Anordnung wird erreicht, dass der Ventilteller annähernd parallel auf die Ventilsitzringe aufsetzt. Das zufallsbedingte Aufsetzen auf der einen oder anderen Stelle wird sich gleichmäßig über den Umfang verteilen und so einen über den Umfang gleichmäßig verteilten Verschleiß verursachen. Bei ganz gleichmäßig verteiltem Verschleiß würde die Abdichtung zwischen Teller und Sitz hierdurch überhaupt nicht beeinträchtigt werden. Durch die gegenüber dem Ein-Loch-TD vergrößerten Widerstände der Abströmkanäle wird ein weicheres Aufsetzen des Ventiltellers auf die Sitze erreicht, was sich in einer geringfügigen Vergrößerung des Leerlaufverlustes bemerkbar macht. Die Leerlaufverluste von thermodynamischen Kondensatableitern sind jedoch dabei in einer so geringen Größenordnung, dass sie als unerheblich vernachlässigbar sind. Die erheblich geringere Flächenpressung beim Aufprall, die annähernd parallele Führung des Ventiltellers und der über den gesamten Umfang der Sitze verteilte Verschleiß haben zur Folge, dass die Lebensdauer der neuen Drei-Loch-TDs gegenüber den Ein-Loch-Geräten um ein Mehrfaches erhöht ist.



Die verbesserte Strömungsführung durch die drei gleichmäßig verteilten Abströmkanäle hat zur Folge, dass nun der Bereich der einwandfreien Funktion von bisher 50 % Gegendruck bezogen auf den Druck vor dem Ableiter, auf 80 % Gegendruck erweitert werden konnte.

Die Entlüftungseigenschaften stützen sich ebenfalls auf den thermischen Öffnungsvorgang, so dass gute Dauerentlüftung gewährleistet ist. Schwierigkeiten können auftreten, wenn beim Anfahren ungewöhnlich große Luftmengen mit großer Geschwindigkeit anfallen (wenn unter diesen Umständen z. B. das Dampfventil zu rasch aufgedreht wird), da das Gerät dann mit Luft ebenso abschließt wie im Dauerbetrieb mit Dampf; das lässt sich aber vermeiden. Der TD wird sogar gelegentlich anstelle des thermischen Entlüfters zur Entlüftung von Kugelschwimmerableitern bei hohen Drücken verwendet.
Für noch bessere Entlüftung bietet Spirax Sarco TDs mit speziellem Entlüftungsteller an.

Das rasche Ansprechen des TD verursacht ein Anschlagen des Ventiltellers an den Sitz bzw. an die Kappe. Dadurch entsteht ein Geräusch, das im normalen Industrie- und Handwerksbetrieb keine Rolle spielt (wenn man es deutlich hören will, benötigt man ein Hörrohr). In einem ruhigen Büroraum

aber würde das Arbeiten des Tellers und mehr noch das wechselnde Strömungsgeräusch in der Leitung stören. An solchen Stellen sollte der TD also nicht eingesetzt werden. Für den Betriebsmann ist das Arbeitsgeräusch des TD sogar ein Vorteil: Man kann so leicht feststellen, ob und wie das Gerät arbeitet.

Beim TD ermöglichen die Strömungsverhältnisse bei der Inbetriebnahme die Anfahrentlüftung. Der thermische Teil der Wirkungsweise sorgt dafür, dass die im Dauerbetrieb anfallende Luft zusammen mit dem Kondensat entweicht.

Vorteile
- Sehr gute Anpassung an schwankenden Druck und wechselnden Kondensatanfall im ganzen Einsatzbereich.
- Das Kondensat wird praktisch ohne Verzögerung abgeleitet.
- Sehr kleine Abmessungen und sehr geringes Gewicht.
- Beliebige Einbaulage, unempfindlich gegen Erschütterungen, unempfindlich gegen Wasserschlag und Frost, kann frostfrei installiert werden.
- Sehr robust, korrosionsbeständig (alle Funktionsteile sind aus rostfreiem Stahl gefertigt).
- Im allgemeinen ausreichende Entlüftungsleistung.
- Funktionsweise akustisch überprüfbar.
- Der TD ist ein sehr preiswertes Gerät.
- Auch für höhere Dampfdrücke.
- Für geringe Überhitzung geeignet; für stärkere Überhitzung ist die entsprechende Ausführung zu wählen.

Einsatzgrenzen
Wie beim Bimetallableiter bedürfen die Einsatzgrenzen auch bei dieser Ableiterkonstruktion einer Erläuterung.

- Liegt der Überdruck im Dampfraum unter etwa 0,5 bar, dann wird die Funktion des Ableiters unsicher, weil die Nachdampfbildung zu gering und die Strömung des Nachdampfes im Gerät zu langsam ist, um rasches und sicheres Abschließen gegen Frischdampf zu bewirken. Deshalb wird der Einsatz des TD erst ab 1 bar Betriebsüberdruck empfohlen – nach oben aber gibt es keine funktionsbedingten Druckgrenzen.
- Hoher Druck in der Kondensatleitung erzeugt eine Kraft, die im Ringkanal R von unten gegen den Ventilteller drückt. Wird dieser Gegendruck zu hoch, dann geht der Ventilteller nach oben und der TD öffnet auch dann, wenn er nicht sollte. Deshalb darf der Druck in der Kondensatleitung nicht mehr als etwa 80 % des Drucks vor dem Kondensatableiter betragen.

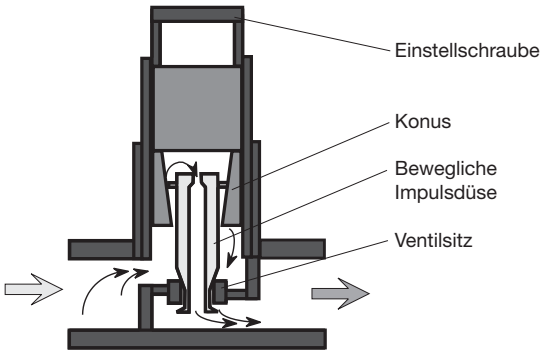
Aus den beiden vorgenannten Gründen ist der TD für temperaturgeregelte Anlagen weniger geeignet.

- Steigt der Druck in der Kondensatleitung aber über den Druck im Dampfraum, was z. B. bei Außerbetriebsetzung der Dampfanlage passieren kann, dann sperrt der TD sicher ab, er wirkt dann als Rückschlagventil. (Auch in diesem Fall baut sich in der Steuerkammer ein Druck auf, der durch die größere Angriffsfläche auf der Oberseite des Ventiltellers das Gerät schließt.)
- Für extrem hohen Kondensatfluss ist der TD nicht geeignet.

Sie sehen, auch der TD ist nicht vollkommen und muss mit Verständnis benutzt werden!

B Impuls-Kondensatableiter

Dieses Gerät gehört nach DIN EN 26704 zum System 3 „Thermodynamische Kondensatableiter“ mit beweglichem Formstück als Abschlussorgan.



Er benutzt die Entspannung des Kondensats, um das Ablaufventil zu betätigen: Kaltes Kondensat drückt von unten gegen die Abschlussscheibe C des Steuerkörpers S, hebt diesen hoch und entweicht in die Kondensatleitung. Ein Teil des Kondensats fließt um die Scheibe C herum in die Steuerkammer K und durch die Bohrung B im Steuerkörper in die Kondensatleitung. Nähert sich die Kondensattemperatur dem Sattdampfwert, dann baut der entstehende Nachdampf in der Steuerkammer K einen Druck auf, der den Steuerkörper S nach unten drückt und so den Kondensatstrom unterbricht. Der Druck in der Steuerkammer baut sich dann jedoch durch die Bohrung B ab, so dass der Ableiter nach kurzer Zeit wieder öffnet, um inzwischen angefallenes Kondensat abzulassen – oder das Druckpolster in der Steuerkammer durch Frischdampf zu erneuern.

Durch Verschieben des Konus D nach oben oder unten passt sich der Ableiter an die jeweiligen Betriebsbedingungen an. Um die Frischdampfverluste klein zu halten, müssen die Öffnungen eng bleiben; dadurch kann aber die Funktion des Geräts schon bei geringem Schmutzanfall gestört werden. Wegen seiner Empfindlichkeit, hervorgerufen durch die notwendig engen Fertigungstoleranzen, konnte sich dieses Ableiterprinzip in der Praxis nicht durchsetzen.

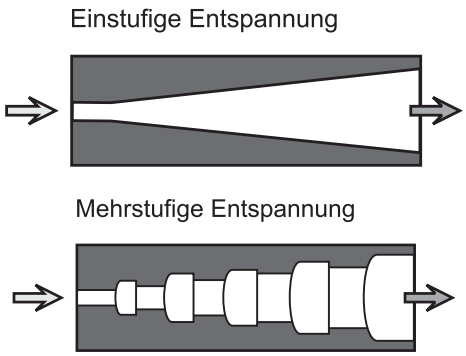
Vorteile
- Klein und leicht
- korrosionsbeständig
- ausreichende Entlüftung.

Einsatzgrenzen
- Bei geringem Kondensatanfall stärkere Frischdampfverluste;
- empfindlich auch gegen feine Verschmutzungen.
- Der Gegendruck in der Kondensatleitung muss stets klein sein (maximal 20 bis 40 % des Vordrucks).

7.3.4 Starre Kondensatableiter (Blenden-Ableiter, Labyrinth-Ableiter)

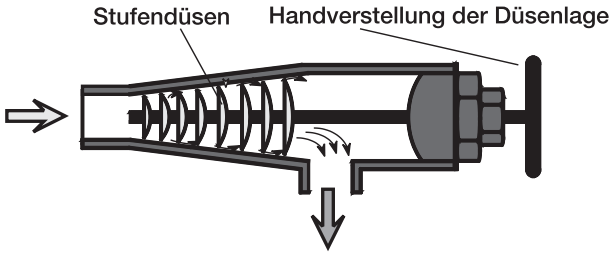
Starre Kondensatableiter können den Dampf nicht wirklich zurückhalten, setzen aber dem Durchgang von Dampf einen größeren Widerstand entgegen als dem Kondensat: Dampf und Kondensat müssen nacheinander eine oder mehrere Blenden und Entspannungsräume durchströmen. In der Blende findet ein Druckabfall statt. Dadurch entspannt sich das Kondensat und bildet um so mehr Nachdampf, je heißer es ist. (Auch diese Erscheinung werden wir noch ausführlich besprechen). Der Nachdampf (Entspannungsdampf} behindert also den Durchfluss um so stärker, je heißer das Kondensat ist. Der Frischdampf hat's am schwersten.

Die Luft wird bei diesen Ableitern nicht vom Dampf getrennt, sondern entweicht mit diesem und mit dem Kondensat durch die Austrittsöffnung.



Bei der Beschreibung des TD wurde unter anderem bereits gesagt, dass heißes Kondensat bei der Entspannung viel Nachdampf bildet. Mit „viel" Nachdampf ist die Tatsache gemeint, dass Dampf bei den üblichen Drücken ja ein viel größeres Volumen beansprucht als Wasser (Kapitel 1.5), dass also schon eine kleine Gewichtsmenge Nachdampf zu einem großen Dampfvolumen und damit oft zu Platzschwierigkeiten in der Kondensatleitung führt.

Strömt heißes Kondensat von einem Raum höheren Drucks durch eine enge Öffnung, eine „Blende", in einen Raum geringeren Drucks, dann breitet sich der entstehende Nachdampf so stark aus, dass er die Strömung durch die Blende behindert. Diese Erscheinung tritt an der Austrittsöffnung jedes Kondensatableiters als Durchfluss hindernder und deshalb unerwünschter Effekt auf. Der Düsenableiter macht aus der Not eine Tugend: Eine oder mehrere Blenden oder Entspannungsräume, also Entspannungsstufen, werden vom Kondensat bzw. Dampf durchströmt.



Bei diesem Ableiter sind die Raumverhältnisse sowie die Wandformen durch Berechnung und Versuch so festgelegt, dass die Strömung von Kondensat mit Siedetemperatur bzw. von Frischdampf sehr stark gedrosselt wird, während unterkühltes Kondensat leichter abfließt. Durch Veränderung der Durchflussöffnung kann der starre Ableiter von Hand an die jeweiligen Betriebsverhältnisse angepasst werden. Abgesehen von dieser Justiermöglichkeit mit Hilfe der Spindel S besitzt der Düsenableiter keine beweglichen Teile. Weil er keinen Regelmechanismus wie andere Ableiter besitzt, wird er „starrer Kondensatableiter" genannt. Das betriebliche und finanzielle Risiko durch Dampfverlust oder Kondensatstau ist groß, weshalb dieser Ableitertyp nur in Sonderfällen in Betracht kommt.

Vorteile
- Keine beweglichen Teile, deshalb besonders funktionssicher; klein.
- Für große Leistungen und höchste Drücke, wenn die Betriebsbedingungen absolut konstant sind.
- Beliebige Einbaulage, kann frostsicher installiert werden.
- Gute Entlüftungsleistung.

Grenzen
- Gefahr *erheblicher* Frischdampfverluste oder starken Kondensatstaus bei schwankenden Betriebsbedingungen und (oder) ungünstiger Einstellung.

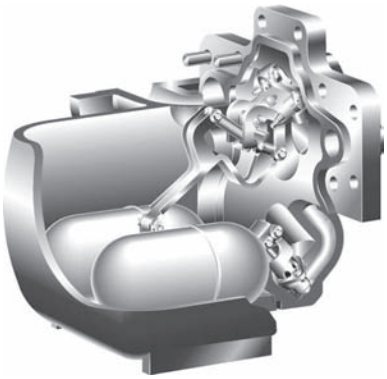
Starre Kondensatableiter werden heutzutage nicht mehr eingesetzt. Die Kosten und unnötige Umweltverschmutzung durch Dampfverluste sind nicht akzeptabel. Außerdem führt der erhöhte Dampfanteil im Kondensatsystem zu
- negativen Rückwirkungen auf Entwässerung und Regelung der Dampfverbraucher
- erhöhter Geräuschbildung
- erhöhter Wasserschlaggefahr mit Schädigung von Anlage und erhöhter Gefährdung von Mensch und Umwelt
- unkontrollierbarem Kondensatrückstau

So einfach sich das Prinzip des starren (Blenden-)Kondensatableiters anhört: Er verursacht in der Praxis so viele Probleme, dass wir von seinem Einsatz dringend abraten.

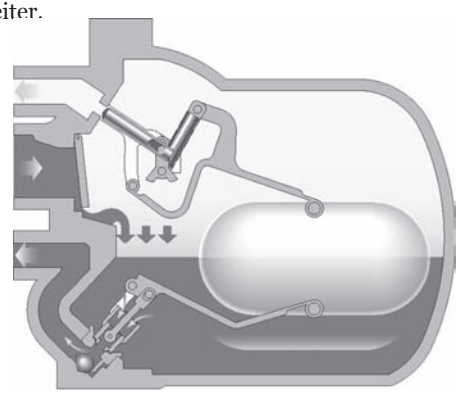
7.3.5 Aktiver Kondensatableiter (Pump-Kondensatableiter)

In Fällen, wo der Druck im Dampfsystem nicht mehr größer als der Druck im Kondensatsystem ist und deswegen Kondensat nicht mehr durch den Kondensatableiter gedrückt werden kann, wird der aktive Kondensatableiter eingesetzt (weitere Option wäre der Einsatz einer Kondensathebeanlage mit Pendelleitung, Kapitel 7.6.3).

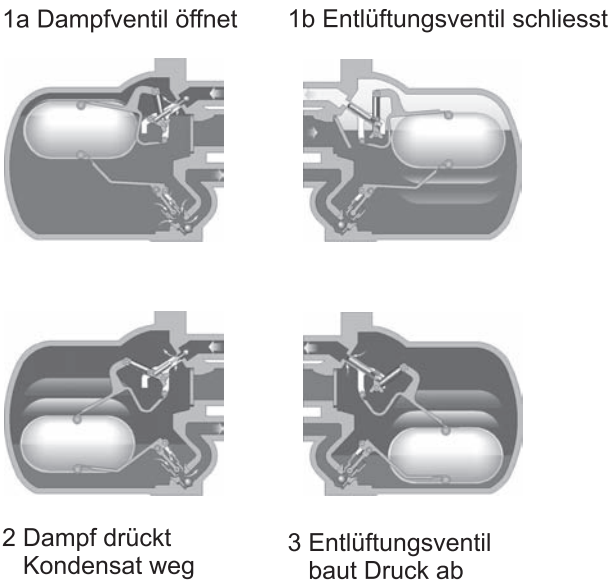
Der aktive Kondensatableiter oder Pump-Kondensatableiter ist vereinfacht ausgedrückt ein Schwimmer-Kondensatableiter mit einer integrierten mechanischen Pumpe.



Ist der Differenzdruck zwischen Dampfraum und Kondensatleitung groß genug, hebt sich der Schwimmer durch anfallendes Kondensat und das Kondensat wird durch den Überdruck in die Kondensatableitung gefördert. Die Funktion ist genau die gleiche wie bei einem Kugelschwimmer-Kondensatableiter.

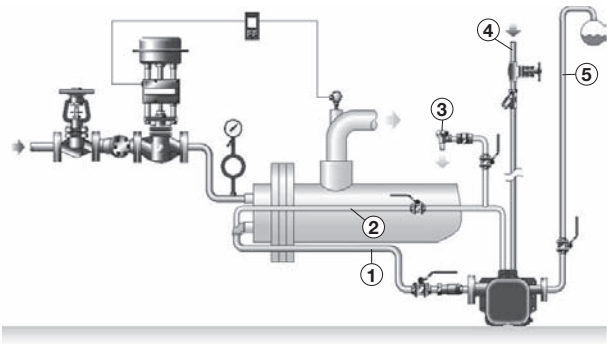


Ist jedoch der Differenzdruck nicht groß genug, so fällt immer mehr Kondensat an und der Schwimmer des Ableiters hebt sich weiter (1a). An der Obergrenze dieser Hubbewegung schaltet der integrierte Edelstahlfedermechanismus um. Das Entlüftungsventil schließt (1b), und das Dampfventil öffnet. Der eintretende Dampf drückt das Kondensat jetzt in die Kondensatleitung (2). Die integrierte Rückschlagklappe im Pumpkondensatableiter verhindert, dass der Arbeitsdampf ins eigentliche Dampfsystem zurückgedrückt wird.


1a Dampfventil öffnet
1b Entlüftungsventil schliesst
2 Dampf drückt Kondensat weg
3 Entlüftungsventil baut Druck ab

Nach dem Pumpvorgang öffnet wieder das Entlüftungsventil (3), der Druck im Pumpkondensatableiter wird abgebaut, und neues Kondensat kann aus dem Dampfsystem nachfließen. Der Pumpkondensatableiter arbeitet also intermittierend. Bei der Auslegung der Leistungsdaten ist dies zu berücksichtigen und vor allem die Kondensatleitung nach dem Pumpkondensatableiter entsprechend groß auszulegen.

Auch die Zulaufleitung zum Pumpkondensatableiter sollte so groß ausgelegt werden, dass während des Pumpvorganges, bei dem ja kein Kondensat vom Wärmetauscher in den Kondensatableiter nachfließen kann, genügend Anstauraum zur Verfügung steht.



Die wesentlichen Elemente bei der Installation eines Pumpkondensatableiters für den Vakuumbetrieb sind:

1. Ausreichend dimensionierte Zuleitung zum Pumpkondensatableiter (Anstauraum)
2. Druckpendelleitung zurück zum Wärmetauscherausgang oder alternativ auch zum Eingang des Wärmetauschers; Kondensat kann einfach hydrostatisch zum Pumpkondensatableiter zulaufen. Unbedingt minimale Zulaufhöhe beachten!
3. Entlüftung des Pumpkondensatableiters über einen Dampfentlüfter
4. Zufuhr von Frischdampf für die Kondensatförderung.
   Achtung: unbedingt beachten, dass auch diese Dampfzufuhrleitung entwässert werden muss, es darf kein anfal-

lendes Leitungskondensat vor dem Dampfeinlassventil anstehen.
5. Ausreichend dimensionierte Kondensatleitung; die Pumpleistung des Pumpkondensatableiters ist nicht kontinuierlich, sondern mit kurzzeitigen Spitzenwerten!
6. In stark intermittierend betriebenen Anlagen bei längerem Anlagenstillstand kann es vorkommen, dass der Pumpkondensatableiter im Anlagenstillstand teilweise gefüllt stehen bleibt. Bei Wiederinbetriebnahme der Anlage trifft dann heißer Treibdampf auf kaltes Kondensat und es kann zu Implosionsschlägen kommen. In solchen Fällen kann der Pumpkondensatableiter über einen Stauerkondensatableiter oder manuell entleert werden.

7.4 Die Auswahl des richtigen Kondensatableiters

Aus der Beschreibung der Funktionsweise der Kondensatableiter ergeben sich einige Eigenschaften, die allen Ableitern gemeinsam sind. Deshalb sind diese Eigenschaften für den Fachmann zwar selbstverständlich, aber es ist menschlich, dass manchmal auch (oder gerade?) selbstverständliche Dinge übersehen werden.

Kein Kondensatableiter kann Kondensat ansaugen. Es muss also durch richtige Installation dafür gesorgt werden, dass das Kondensat stets aus dem Wärmetauscher abfließt und zum Kondensatableiter gelangt. Auch sollte nicht gleichzeitig Frischdampf und Kondensat in den Ableitereingang kommen, sonst weiß der arme Ableiter nicht, ob er nun öffnen oder schließen soll. Diese Forderung bereitet einige Schwierigkeiten, wenn der Boden des Dampfraumes nicht durchbohrt werden darf; dann muss man schon gut planen, um mit dem in diesem Fall hochliegenden Kondensatableiter gute Entwässerung zu erreichen.

Gar nicht freiwillig fließt das Kondensat zum Ableiter, wenn z. B. eine mit Dampf von p_e = 0,5 bar betriebene Anlage zur Herstellung von Betonfertigteilen auf 80 °C temperaturgeregelt wird, um das „Verbrennen“ des Betons zu verhindern. Ein Blick auf die Sattdampftafel zeigt uns nämlich, dass zu dieser Temperatur ein absoluter Sattdampfdruck von ca. 0,5 bar, also Vakuum, gehört. Hier kann auch der beste Kondensatableiter nicht verhindern, dass die Heizplatten teilweise absaufen, so dass der Beton ungleichmäßig beheizt wird. (Die Lösung dieser Aufgabe werden wir später besprechen.)

Ferner: Kein normaler Kondensatableiter kann Kondensat wegpumpen. (Alternativen sind aktive „Pump-Kondensatableiter“ oder Kondensatheber). Stets ist es der im Dampfraum höhere Druck, der das Kondensat in die Ablaufleitung drückt. Soll die Ablaufleitung hinter dem Kondensatableiter ansteigen, dann muss die Differenz zwischen dem Druck im Dampfraum und dem Druck am Ende der Kondensatleitung groß genug sein, um das Kondensat hochzudrücken.

Schließlich: Kein Kondensatableiter ist absolut frostsicher. Zwar gibt es Kondensatableiter, die „zerfriersicher“ sind (z. B. der TD), das heißt, das Einfrieren beschädigt oder zerstört den Ableiter nicht, nach dem Auftauen arbeitet er wieder einwandfrei. Darf die Dampfanlage aber nicht einfrieren, dann muss dies stets durch die Installation gewährleistet werden, d. h. durch die Art der Leitungsverlegung sowie durch geeignete Abmessungen der Rohrleitungen. Bei den norwegischen Staatsbahnen z. B. haben sich viele thermodynamische Ableiter TD seit langem bei Temperaturen bis minus 30 °C sogar im unterbrochenen Betrieb gut bewährt, während die gleichen Ableiter bei minus 5 °C einfrieren, wenn sie das Kondensat in eine lange und dünne Leitung abführen, die vom Ende her selbst im Dauerbetrieb zufriert.

Alternativen dazu sind Ableiter mit ständigem Dampfschlupf: Glockenschwimmer- oder Kugelschwimmer-Kondensatableiter mit einstellbarem Bypass.

7.4.1 Wahl der Kondensatableiterart

Nach den vielfältigen Beschreibungen, Erklärungen und Bezeichnungen, die Ihnen in diesem Kapitel angeboten wurden, werden Sie verstehen, dass bei einem Vergleich verschiedener Ableitertypen nur versucht werden kann, die wichtigen Merkmale zu erfassen und einander gegenüberzustellen. Dabei wurden möglichst umfassende Berechnungen zugrunde gelegt. Es liegt jedoch in der Natur jeder Gesamtbetrachtung, dass es einzelne Erfahrungen gibt, die davon abweichen (mit einer Körpergröße von 2,10 m muss man in fast allen Betten krumm liegen). Sollten Sie dennoch skeptisch sein – Skepsis ist der Glaube, dass nicht nur der Wein, sondern auch das Glas vergiftet sei – dann sind die folgenden Angaben vielleicht zumindest als Zusammenstellung der Eigenschaften, die unter Umständen zu berücksichtigen sind, für Sie von Wert. Ein genaues Abwägen ist ohnehin nur dann sinnvoll möglich, wenn eine bestimmte Anwendung der Ableiter, also in einem bestimmten Betrieb oder an einer bestimmten Anlage unter gegebenen Betriebsverhältnissen zugrunde gelegt wird. Denn:

Den universellen Kondensatableiter gibt es nicht!

Die meisten Ableiter werden an einer bestimmten Einsatzstelle einigermaßen arbeiten, wenn sie wenigstens für den herrschenden Betriebsdruck geeignet sind und ein ausreichendes Kondensatableitungsvermögen haben. Nach dem heutigen Stand der Technik kann und muss man aber mehr verlangen: eine wirtschaftlich und technisch optimale Lösung, die auf längere Zeit zufriedenstellende Arbeitsweise ermöglicht. (Der Erfolgreiche unterscheidet sich vom Versager oft nur dadurch, dass er nicht zu faul ist, seinen Verstand zu „strapazieren“.) Das gilt für die Entwässerung eines Dampfbügeleisens nicht weniger als für die Kondensatableitung in einer Gasspaltanlage. Welchen Kondensatableiter soll man also für einen gegebenen Bedarfsfall wählen?

Statt vom Kondensatableiter kann man auch vom Wärmetauscher ausgehen und den erfahrungsgemäß geeigneten Ableiter wählen. Eine Übersicht über die sich ergebenden Möglichkeiten bietet der „Spirax Sarco Leitfaden“, in dem Sie in Taschenformat die verschiedensten Wärmetauscher und Bemerkungen zu ihrer zweckmäßigen Entwässerung sowie andere nützliche Hinweise finden. Falls Sie sich für diese kleine Schrift interessieren und sie noch nicht besitzen, genügt eine E-Mail; dann wird Ihnen der „Leitfaden“ zugeschickt.

Bei bereits vorhandenen Anlagen wird man zunächst von den gegebenen Betriebsbedingungen ausgehen wollen und dies nur dann verändern – verbessern –, wenn es sich als nötig erweist. Als Anregung für dieses Vorgehen ist der Anhang 6 „Auswahl und Merkmale von Kondesatableitern“ gedacht.

Fassen wir die wichtigsten Gesichtspunkte noch einmal zusammen:

Das Kondensat soll im allgemeinen möglichst schnell und unabhängig von Druck- und Lastschwankungen aus dem Dampfraum entfernt werden.

Thermodynamische Kondensatableiter TD sind für Dampfleitungen und die verschiedensten Wärmetauscher mit kleiner bis großer Leistung besonders geeignet. Sie sind robust, zerfriersicher, extrem klein und einfach.

Kugelschwimmer-Kondensatableiter empfehlen sich für temperaturgeregelte Anlagen oder Wärmetauscher mit sehr großem Kondensatanfall, sowie dort, wo wegen zu geringem Vordruck oder hohem Gegendruck der Einsatz des thermodynamischen Ableiters nicht möglich ist. Sie sollten mit automatisch der Dampfdruckkurve folgendem Entlüfter versehen sein oder in Sonderfällen mit einem Bypass.

Bimetall-Kondensatableiter werden für Anwendungen eingesetzt, wo ausnahmsweise stärkere Unterkühlung des Kondensats zulässig oder gar erforderlich ist.

Schnellentleerer-Kondensatableiter sind zwar zunächst die billigsten Kondensatableiter, aber nicht so robust und korrosionsfest wie andere Arten. Sie werden für Dampfheizkörper und andere kleine Dampfräume verwendet, bei denen gelegentlicher Kondensatstau nicht schadet.

Thermische Kapsel-Kondensatableiter haben einen weiten Anwendungsbereich sowohl für die Entwässerung von Dampfleitungen als auch von Wärmetauschern. Sie haben gute Entlüftungseigenschaften, sind jedoch nicht geeignet für überhitzten Dampf von mehr als 100 K über Sattdampftemperatur, und die Druckgrenze für den max. Betriebsüberdruck beträgt 17 bar.

Glockenschwimmer-Kondensatableiter werden nur in Anlagen verwendet, wo Dampfschlupf erwünscht ist.

Stauer-Kondensatableiter bieten bei kleinen und billigen Wärmetauschern (Heizschlangen) eine billige Temperaturregelung unter 100 °C.

Mitunter wird man die getroffene Entscheidung später abändern müssen, wenn sich herausstellt, dass die gewünschte Ableiterart in der benötigten Ausführung nicht erhältlich ist. So kann es z. B. nötig sein, einen Bimetallableiter anstelle eines Kapselableiters einzusetzen, wenn die Wasserschlaggefahr zu groß erscheint. Oder man entwässert größere Wärmetauscher mit Kugelschwimmerableitern, wenn die Leistung der zunächst vorgesehenen Bimetallableiter nicht ausreicht.

Als Hilfe zur Auswahl des richtigen Kondensatableiters sei an dieser Stelle nochmals auf Anhang 6 dieses Buches hingewiesen.

7.4.2 Wahl der Kondensatableiterleistung

Erinnern Sie sich noch an unsere Überlegungen zur Wahl der Ableitergröße für die Entwässerung von Dampfleitungen? (Kapitel 4). Dort mussten die Vorgänge sorgfältig untersucht werden, bis man schließlich zu einer einfachen Regel kam und alle Einzelheiten wieder vergessen durfte. Nun können wir solche Untersuchungen leider nicht für jede Art von Wärmetauschern anstellen: Dazu ist die Vielfalt zu groß. Selbst ein Versuch, die Wärmetauscher in wenige Hauptgruppen einzuteilen, bleibt in diesem Fall problematisch, weil jede Aussage mit zunehmender Allgemeingültigkeit an Wert für den Einzelfall verliert. Aus einer Wettervorhersage für einen ganzen Kontinent, z. B., wird der einzelne selten Folgerungen für seinen Sonntagsausflug ziehen können.

Man kann deshalb zwar sagen, dass meist gute Ergebnisse erzielt werden, wenn der Kondensatableiter etwa doppelt bis dreifach so viel Kondensat ableiten kann wie im Dauerbetrieb (unter den Druckverhältnissen des Dauerbetriebs); eine bindende Regel ist das aber nicht. (Aus diesem Grunde wäre es z. B. auch wenig praxisgerecht, einen bestimmten Sicherheitsfaktor schon in die Leistungstabellen der Ableiter einzubauen.)

Wir formulieren deshalb die Regel etwas vorsichtiger:

Der Kondensatableiter muss auch bei der kleinsten Druckdifferenz, die im Dauerbetrieb am Ableiter auftritt, d. h. kleinster Vordruck minus größter Gegendruck, jederzeit das anfallende Kondensat abführen können. Darüber hinaus ist ein Zuschlag erforderlich, der besondere Verhältnisse berücksichtigt, vor allem die Inbetriebnahme der Dampfanlage. Die Höhe dieses Zuschlages wird am besten mit dem Ableiterhersteller anhand der Betriebsdaten besprochen.

Nun zu den Einzelheiten dieser Regel:

Über die Druckverhältnisse am Kondensatableiter wird im Folgenden noch gesprochen. Dass dies besonders wichtig ist, wissen Sie ja, denn kein Kondensatableiter saugt Kondensat ab. Das Kondensat wird vielmehr durch den Ableiter hindurchgedrückt, wenn der Druck vor dem Ableiter größer ist als der Druck nach dem Gerät.

Je größer der Differenzdruck am Ableiter ist, desto mehr Kondensat kann das Gerät ableiten. Wird der Differenzdruck für den eingebauten Ableiter zu klein, dann wird der Wärmetauscher nicht genügend entwässert und säuft teilweise oder ganz ab. Die Kenntnis des Differenzdruckes ist für die Wahl der Ableitergröße also unerlässlich.

Über den Kondensatanfall wird in den Kapiteln 4.9 und 7.4.7 gesprochen:

Wird der zu bewältigende Kondensatanfall mit den Leistungsangaben der Prospekte verglichen, dann ist darauf zu achten, dass nur der Heißwasser- oder Siedekondensatdurchfluss des Ableiters zugrunde zu legen ist: Der Kaltwasserdurchfluss kann nämlich wesentlich höher sein als der Siedekondensatdurchfluss, also zur Wahl eines zu kleinen Ableiters verleiten.

Schließlich ist in der obigen Regel noch von einem „Zuschlag“ die Rede, auch „Sicherheitsfaktor“ genannt. Soweit damit die Ungenauigkeiten der Angaben für Druck bzw. Differenzdruck und Kondensatanfall berücksichtigt werden, haben wir es mit dem üblichen „Angstzuschlag“ zu tun. Zum weitaus größeren Teil berücksichtigt der Sicherheitsfaktor jedoch einerseits besondere zeitweise auftretende Betriebszustände (z. B. den Anfahrvorgang), anderseits die Eigenart des gewählten Kondensatableiters unter den gegebenen Betriebsbedingungen (z. B. beim Bimetallableiter die Verstärkung des Kondensatstaus, wenn der Gegendruck steigt).

Ängstlichkeit ist hier genauso wenig angebracht wie übermäßige Großzügigkeit. Der zu klein gewählte Ableiter bringt bestenfalls, d. h. wenn die Anlage überhaupt läuft, eine u. U. empfindliche Produktionseinbuße, der viel zu groß gewählte Ableiter kann aber erhebliche unnötige Kosten und ebenfalls Betriebsschwierigkeiten verursachen.

Leider ist es nicht überflüssig zu betonen, dass mit Ableiter-„größe“, stets die Leistung (= Kondensatdurchfluss) eines Ableiters gemeint ist, nie seine Anschlussnennweite oder gar seine Abmessungen oder sein Gewicht. Die Größe des Ableitergehäuses spielt keine Rolle; ein faustgroßer Kondensatableiter kann je nach Ausführung mehr Kondensat abzuleiten vermögen als ein fußballgroßer Ableiter.

Auch die Größe der Anschlüsse, die Nennweite oder das Gewindemaß, sind keinesfalls geeignete Anhaltspunkte für die Wahl der Ableiter. Sieht man sich z. B. die Leistungsangaben für verschiedene Arten und verschiedene Fabrikate von Kondensatableitern mit Anschlüssen ½“ oder DN 15 an, so findet man beispielsweise für einen Vordruck von p_e = 3 bar und Gegendruck von p_e = 0 bar Siedekondensatleistungen von 120 bis 500 kg/h angegeben; sogar eine Leistungsangabe von 1900 kg/h wird präsentiert – als Kaltwasserleistung. (Dass hier noch keine Normung erfolgt ist, liegt nicht zuletzt an der Verschiedenartigkeit der Anwendungen.)

Also niemals einen Kondensatableiter nach der Größe des Entwässerungsstutzens auswählen, sondern nach den technischen Erfordernissen. Ein Kondensatableiter ist eine selbsttätige Regeleinrichtung, für deren Auswahl andere Gesichtspunkte gelten als für die Wahl von Absperrarmaturen und Leitungen. Bestellung einer Regelarmatur nach ihrer Anschlussgröße und Rabattforderungen mit Hinweis auf das geringe Gewicht der Armatur – lachen Sie nicht, das kommt gar nicht so selten vor – ist die Verhaltensweise, die vorhin mit „gedankenlosem Eisenhandel“ gemeint war.

7.4.3 Der Überdruck vor dem Kondensatableiter

Bitte lesen Sie die Überschrift nochmals: Der Überdruck *vor dem Kondensatableiter* ist gemeint, nicht der Dampfüberdruck irgendwo in der Anlage und schon gar nicht im Dampfkessel. Der Überdruck unmittelbar vor dem Ableiter ist (zusammen mit dem Gegendruck hinter dem Ableiter) maßgebend für die Leistung des Kondensatableiters.

So selbstverständlich das an sich ist – was wird in der Praxis daraus? Oft ist das Kesselmanometer der einzige Druckmesser der Dampf- und Kondensatanlage. Deshalb gibt man halt den Druck im Kessel an und bedauert, keine weiteren Angaben machen zu können. Geben wir uns ein wenig mehr Mühe:

Im Normalfall kann man bei kleineren Anlagen den Druckabfall in der Leitung tatsächlich vernachlässigen, und auch der Druckabfall im Wärmetauscher, ohne den der Dampf ja nicht zum Wärmetauscher strömen würde, kann in vielen Fällen unberücksichtigt bleiben.

Bei ausgedehnteren Anlagen sollte am Ende einer längeren Dampfleitung ein Manometer vorhanden sein, und für den Wärmetauscher gilt das soeben gesagte. Die hier liegenden Ungenauigkeiten werden im Sicherheitsfaktor bei der Wahl der Ableitergröße berücksichtigt.

Ist am Ende der langen Dampfleitung aber kein Manometer vorhanden, z. B. weil die Leitung erst gebaut werden soll, oder ist die Leitung, ob kurz oder lang, überlastet, dann muss zur Berechnung gegriffen werden oder es wird, wenn die Anlage schon arbeitet, am Eingang oder Ausgang des zu entwässernden Wärmetauschers eine Druckmessung durchgeführt. Denn eine Dampfleitung, die durch wiederholte Betriebserweiterung ohne Vergrößerung der Dampfleitungsquerschnitte überlastet ist, kann nach 50 Metern einen Druckabfall von beispielsweise 70 % aufweisen, also nur noch 3 bar (p_e = 2 bar) statt der erhofften 10 bar (p_e = 9 bar) zur Verfügung stellen! Also nicht an Manometern sparen!

Mäßige Schwankungen des Dampfdrucks während des Betriebs können unberücksichtigt bleiben. Bei abnehmendem Dampfdruck sinkt zwar die Leistung des Ableiters, wegen der abnehmenden Dampftemperatur sinkt jedoch auch die Leistung des Wärmetauschers und damit der Kondensatanfall. Zwar verändern sich Kondensatanfall und Leistung des Ableiters nicht im gleichen Maß, doch sind die Unterschiede wegen des gemachten Sicherheitszuschlages vernachlässigbar.

Kritisch wird es, wenn der Überdruck im Wärmetauscher infolge Temperaturregelung oder aus anderen Gründen stark schwankt. In einem Temperaturregelventil sollte ja der Dampfdruck auch bei voller Öffnung um wenigstens 10 bis 20 % abfallen, siehe Kapitel 10. Wird die Höchstleistung nicht benötigt, dann muss der Druck im Wärmetauscher ganz erheblich unter den Höchstwert und vielleicht sogar unter den Druck in der Kondensatleitung fallen.

Selbst ein Kugelschwimmer-Kondensatableiter kann dann das Anstauen des Kondensats, d. h. ein teilweises Absaufen des Wärmetauschers und die damit verbundenen Gefahren (Korrosion, ungleichmäßige Beheizung, Wasserschlag) nicht verhindern: Der überflutete Kugelschwimmerableiter ist zwar voll geöffnet, die jeweils abfließende Kondensatmenge bzw. die Höhe des Konden-satspiegels im Wärmetauscher wird aber vom Überdruck im Wärmetauscher und damit in Wirklichkeit vom Temperaturregelventil bestimmt!

Sichere Vermeidung dieses Zustandes ist durch die Wahl des Kondensatableiters nicht möglich, weil Kondensatableiter das Kondensat eben nicht absaugen können. Wird das Ableitvermögen des Ableiters aber reichlich bemessen (in vernünftigen Grenzen), dann kann der Beginn des Kondensatstaus wenigstens zu kleineren Dampfdrücken bzw. Leistungsabgaben verschoben werden; Kondensatstau wird dann seltener sein, weil dem größeren Kondensatableiter ja

ein kleinerer Differenzdruck zur Ableitung des anfallenden Kondensats genügt.

Merken wir uns:
Bei temperaturgeregelten Wärmetauschern ist oftmals höchstens die Hälfte des Leitungsdrucks am Kondensatableiter verfügbar.

Dies ist aber nur ein ganz grober Anhaltspunkt für die Auswahl der Kondensatableiterleistung beim Fehlen genauerer Betriebsdaten.

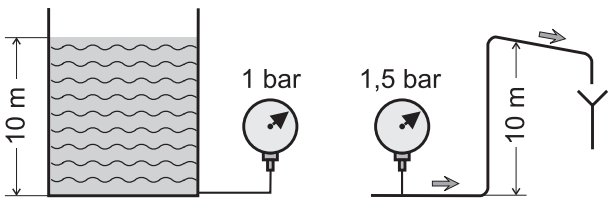
Weil es meist übersehen wird, nochmals die Warnung: Wenn Wärmetauscher, die temperaturgeregelt sind, nicht mit voller Leistungsabgabe arbeiten, ist Kondensatstau und damit ungleichmäßige Beheizung zu erwarten. Bei Warmwasserbereitern ist dieser Umstand kaum von Bedeutung, glücklicherweise, bei anderen Apparaten können die Schwierigkeiten jedoch beträchtlich werden; siehe Kapitel 6.10. Die Problemlösung ist in diesem Fall der aktive Pump-Kondensatableiter aus Kapitel 7.3.5.

7.4.4 Überdruck hinter dem Kondensatableiter

Auf den Druck im Kondensatnetz wird noch ausführlicher eingegangen. Hier, für die Auslegung der Kondensatableiter, interessiert, wie groß der Überdruck hinter dem Kondensatableiter, der sogenannte „Gegendruck", werden kann. Denn je größer der Gegendruck, desto kleiner ist der Differenzdruck am Ableiter, desto weniger Kondensat kann abgeführt werden

Am Ende der Kondensatleitung herrscht ein bestimmter Druck: Atmosphärendruck, wenn das Sammelgefäß belüftet ist; Vakuum, wenn das Kondensat in einen Kondensator läuft; Überdruck, wenn die Kondensatleitung in ein geschlossenes Gefäß bzw. in ein Nachdampfsystem mündet.

Wird das Kondensat zwischen Ableiter und Leitungsende angehoben, so entsteht ein zusätzlicher Druckbedarf. Der statische Druck am Boden einer 10 Meter hohen Wassersäule beträgt 1 bar. Da das Kondensat aber gegen den statischen Druck zeitweise beschleunigt werden muss und durch die Überflutung der aufsteigenden Leitung erhöhte Reibungsverluste entstehen, rechnet man mit einem Druckabfall von etwa 1,5 bar je 10 Meter Förderhöhe oder 0,15 bar je 1 Meter Förderhöhe:



Der Druckabfall infolge Strömung entlang der Kondensatleitung ist bei kürzeren und reichlich bemessenen Leitungen vernachlässigbar. Bei längeren Leitungen, etwa ab 50 m Länge, oder bei zu klein bemessenen, z. B. Kondensatleitungen, die als „Wasserleitungen" ausgelegt wurden, kann der Druckabfall erheblich sein. Weil die Kondensatleitung aber fast immer sowohl Wasser (Kondensat) als auch Wasserdampf (Nachdampf) befördert, also eine sogenannte „Zweiphasenströmung" enthält, sind experimentell gesicherte Berechnungsmethoden noch nicht allgemein bekannt. Wir sind auf Schätzungen oder ungesicherte Berechnungen angewiesen. Merken wir uns:

Der am Kondensatableiter wirksame Gegendruck – von der Kondensatleitung her auf den Ableiter wirkend – setzt sich zusammen aus:
- *dem Druck am Ende der Kondensatleitung (z. B. im Sammelgefäß oder im Nachdampfsystem),*
- *dem Druck zum Heben des Kondensats auf ein höheres Niveau, wobei einschließlich Strömungswiderständen ca. 0,15 bar Druckabfall je Meter Förderhöhe anzusetzen sind,*
- *dem Druck zur Überwindung des Strömungswiderstandes der gesamten Leitung (Einfluss der Nachverdampfung wichtig!)*
- *und dem zusätzlichen Druck, den die Einmündung anderer Kondensatleitungen in die betrachtete Leitung hervorruft.*

Berechnung des Gegendrucks am Kondensatableiter in diesem Beispiel:

Gegendruck vom Kondensatentspanner her: 1,5 bar

Gegendruck zum Heben des Kondensats um 4 m:
4 · 0,15 = + 0,6 bar

Strömungswiderstand: vernachlässigbar, da Leitung korrekt verlegt (kurz, groß genug, mit Gefälle) + 0,0 bar

Gesamter Gegendruck am Kondensatableiter: 2,1 bar

Am Kondensatableiter verfügbarer Differenzdruck: (Wenn wirklich 5 bar Dampfdruck anliegen, d. h. das Regelventil vor dem Wärmetauscher voll geöffnet ist.)
9,0 – 2,1 = 6,9 bar

Da über das Regelventil aber durchaus 50 % Druckabfall erfolgen kann, sollten wir von diesem Differenzdruck ausgehen: **4,5 – 2,1 = 2,4 bar**

7.4.5 Kondensatanfall

Wieviel Kondensat fällt am Wärmetauscher an? Wir wollen diese Frage nicht mit Formeln und Berechnungen zu beantworten versuchen. Auch Formeln und genaue Berechnungen liefern ohnehin nur Näherungswerte, weil der Kondensatanfall vom Wärmeübergang und dieser bekanntlich von vielen nicht genau bekannten Umständen abhängt.

Begnügen wir uns deshalb vorläufig mit allgemeinen Hinweisen.

Genaue Werte über den Kondensatanfall kann man natürlich bei Anlagen erhalten, die bereits in Betrieb sind: Ist der Dampfverbrauch durch Messungen bekannt, dann steht auch der Kondensatanfall fest. Beträgt der Dampfverbrauch etwa 375 kg/h, dann fallen auch 375 kg/h Kondensat an, denn der Dampf wird im Wärmetauscher ja nicht „verbraucht", wie wir zu sagen pflegen, sondern nur in Kondensat verwandelt, ohne dass Stoff (Wasser) verlorengeht. Lediglich Wärmeen-

ergie wurde abgegeben (an das beheizte Produkt und an die Umgebung), aber Wärmeenergie wiegt nichts.

An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass thermische Ableiter gemäß Kapitel 7.3.2 unterkühltes Kondensat und deshalb eine Abkühlstrecke vor dem Ableiter benötigen. Diese Ableiter dürfen keinesfalls isoliert werden.

Ist der Dampfverbrauch des Apparats nicht bekannt, dann lässt sich der Kondensatanfall (und damit auch der Dampfverbrauch) mit einfachen Mitteln beliebig genau messen: Man führt das Kondensat vom Ableiter in eine Wasservorlage und bestimmt die Gewichtszunahme innerhalb einer gewissen Zeit. Beträgt der Gewichtszuwachs des Auffangbehälters z. B. 40 kg in 15 Minuten, dann ist die Kondensationsgeschwindigkeit 40 kg/15 min = 160 kg/60 min = 160 kg/h. – Man sollte darauf achten, dass die Wassertemperatur nicht wesentlich über 60 °C steigt, weil sonst Messfehler durch die Verdunstung von der Wasseroberfläche im Auffangbehälter entstehen. Je nach Zulauftemperatur muss die Wasservorlage also reichlich bemessen werden. Dies führt aber bei größeren Kondensatmengen – und nur bei diesen ist eine genauere Messung des Kondensatanfalls erforderlich – zu unhandlich großen Auffangbehältern. Deshalb ist es einfacher, die Kondensatleitung in einem Wärmetauscher lediglich auf eine Temperatur unter 80 °C zu kühlen und danach den Durchfluss mit einem gewöhnlichen Wasserzähler zu messen. Durch die Kühlung werden Fehlmessungen durch Dampfblasen vermieden, und es ist möglich, eine der üblichen „Wasseruhren“ zu verwenden, die bis 80 °C einsetzbar sind.

Wo der Wärmeverbrauch des zu entwässernden Apparates zuverlässig(!) bekannt ist, kann der Kondensatanfall errechnet werden: 1 kg Dampf gibt beim Kondensieren die Verdampfungswärme Δh_v ab (bei 1 bar 2258 kJ/kg, bei 10 bar 2014 kJ/kg, im Mittel rd. 2100 kJ/kg) (siehe Wasserdampftafel); oder je 2100 kJ übertragene Wärmemenge fällt rd. 1 kg Kondensat an. Die Wärmeleistung des Apparates ist also durch 2100 zu teilen, um den Kondensatanfall (und den Dampfverbrauch) zu errechnen. Eine kleine Schwierigkeit tritt nur dadurch auf, dass im SI-System grundsätzlich die Maßeinheit Sekunde benutzt wird, aber Kondensatdurchflussmengen, Dampfleistungen von Kesseln traditionell auf die Stunde bezogen werden, also kg/h oder t/h. So ist die Leistung eines Wärmetauschers, der Wärmestrom $\dot{Q}$, in Watt (W) anzugeben. Erinnern wir uns: 1 W = 1 J/s oder 1 kW = 1 kJ/s. Dann ist der Kondensatanfall nach DIN 3680 *Heißkondensatdurchfluss* m_h (kg/h).

je Sekunde $\dot{m}_h = \dot{Q} / \Delta h_v$ [kg/s] $\dot{Q}$ in kW, Δh_v in kJ

je Stunde $\dot{m}_h = \dot{Q} \cdot 3600 / \Delta h_v$ [kg/h]

für Überschlagsrechnungen

$\dot{m}_h = 1{,}7 \cdot \dot{Q}$ [kg/h] $\dot{Q}$ in kW

Beispiel: Wärmetauscherleistung sei 700 kW

Kondensatanfall $700 \cdot 1{,}7 = 1190$ kg/h

Alle diese Möglichkeiten liefern aber erst den kleineren Teil der Antwort auf die oben gestellte Frage: „Wieviel Kondensat fällt an?“ Um einen Dampfraum jederzeit ausreichend zu entwässern, muss man nämlich bei der Wahl der Ableitergröße die zeitlichen Schwankungen des Kondensatanfalls berücksichtigen. Wie unterschiedlich diese Verhältnisse sein können, zeigt Ihnen Kapitel 7.4.7 und 4.9

Das ist aber immer noch nicht alles. Wo zeitweise größere Mengen Luft zusammen mit dem Kondensat abzuführen sind, soll das Ableitvermögen von thermodynamischen und Kugelschwimmerableitern entsprechend höher gewählt werden. Thermoelastische Kondensatableiter erfordern in diesem Fall keinen Zuschlag; dafür ist bei solchen Ableitern aber ein Zuschlag bei hohen Umgebungstemperaturen angebracht, also z. B. bei Montage im Innern eines Trockners, weil hier mit geringerer Kondensatunterkühlung gerechnet werden muss.

7.4.6 Die Temperatur vor dem Kondensatableiter

Nicht selten werden Bestellungen mit etwa folgenden Angaben erteilt: „Kondensatableiter für 1000 kg/h Kondensat, p_e = 12 bar / 400 °C“.

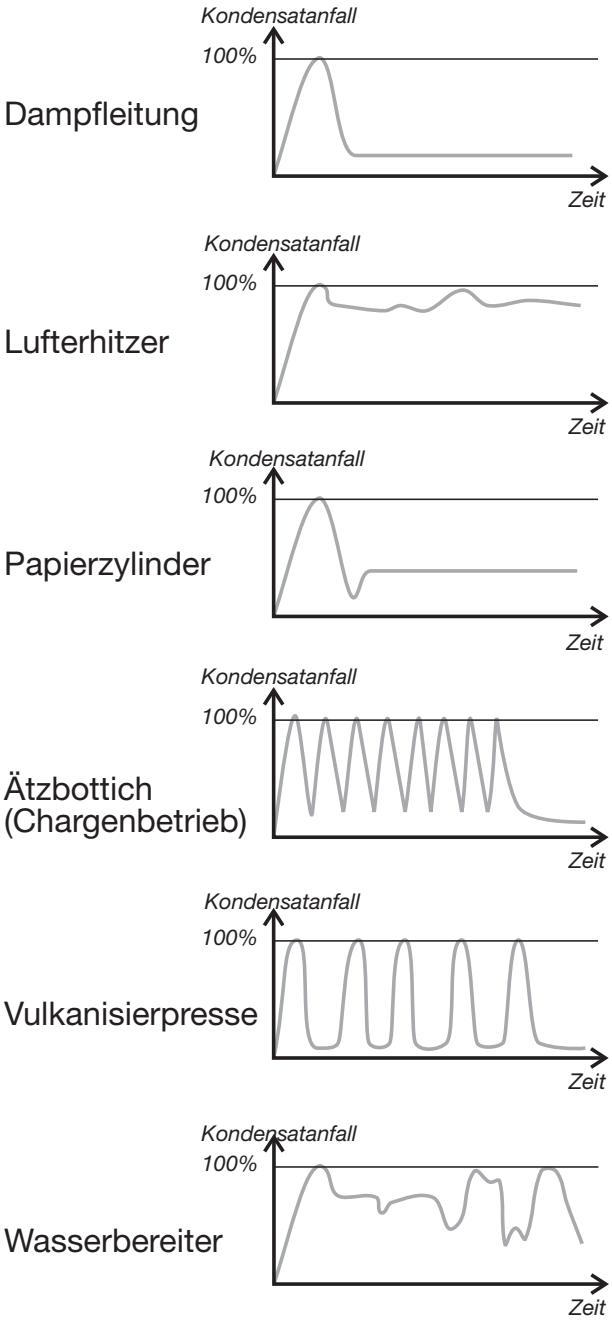
Ein Blick auf die Dampftafel zeigt, dass es Kondensat von 400 °C nicht gibt; bei p_e = 12 bar beträgt die Sattdampftemperatur rd. 192 °C. Mit einer so formulierten Bestellung kann also nur gemeint sein, dass das Kondensat aus einem Dampfnetz von p_e = 12 bar / 400 °C kommt.

Nun erhebt sich die Frage: Muss der Kondensatableiter für 400 °C geeignet sein? Am Entwässerungspunkt einer Dampfleitung ist wegen des geringen Kondensatanfalls stets damit zu rechnen, dass ungekühlter Heißdampf zum Ableiter gelangt. Ein Kondensatableiter für die Entwässerung von Dampfleitungen muss also für die Temperatur des Heißdampfes geeignet sein, im Beispiel für 400 °C.

Im genannten Beispiel kann es sich aber nicht um eine Leitungsentwässerung handeln, denn an einer solchen Stelle fallen nicht 1000 kg/h Kondensat an, hoffentlich! Es muss sich hier also um die Entwässerung eines Wärmetauschers handeln. Ein Wärmetauscher muss dem Dampf aber zuerst die Überhitzungswärme nehmen, ehe er den Dampf kondensieren kann. Das ist ein Naturgesetz. Es hängt deshalb überwiegend von der Form und der Betriebsweise des Wärmetauschers ab, ob Dampf von 400 °C zum Kondensatableiter gelangt. Da die Überhitzungswärme im Wärmetauscher schnell verschwindet wird man z. B. bei einem kontinuierlich arbeitenden Lufterhitzer und bei vielen anderen Wärmetauschern nicht damit zu rechnen brauchen, dass Heißdampf zum Ableiter kommt. Man könnte in diesen Fällen das geringe Risiko einer Fehlfunktion oder eines Gerätedefektes eingehen, wenn der im Beispiel vorgesehene Kondensatableiter zwar für p_e = 12 bar Sattdampf, nicht aber für 400 °C oder 208 K Überhitzung (= 400 – 192) geeignet ist.

Anders ist es aber, wenn es um Fragen der Sicherheit geht, denn in Sachen Menschenleben ist Risikofreudigkeit ein schlechter Charakterzug. Deshalb werden wir in unserem Beispiel für 400 °C keinen Ableiter mit Graugussgehäuse einsetzen, weil dieses Material nur bis 300 °C zulässig ist (siehe DIN 2401). Zwar erwarten wir mit großer Wahrscheinlichkeit eine Temperatur von höchstens 192 °C am Ableiter, aber Temperaturen über 300 °C sind eben nicht völlig auszuschließen. Wäre ein Graugussgehäuse an dieser Stelle nie

über 192 °C erhitzt worden, aber durch einen Wasserschlag zerstört und eine Person verletzt, dann erginge es dem Betriebsingenieur sicherlich nicht besser als dem Autofahrer, der mit 1,1 Promille durch einen bei Rot über die Kreuzung rasenden 0,0-Promille-Fahrer in einen Unfall verwickelt wird (zumal sich Rot oder Gehäusetemperatur zur Zeit des Unfalls schlechter nachträglich beweisen lassen als der Blutalkoholgehalt oder die Regel, dass Graugussgehäuse nicht über 300 °C eingesetzt werden sollen).



7.4.7 Beispiele

In den nebenstehenden Diagrammen ist der Kondensatanfall über der Zeit verschiedender Dampfverbraucher von der Inbetriebnahme an dargestellt. Wie Sie aus diesen Beispielen ersehen, bestehen grundsätzliche Unterschiede nicht nur zwischen den Anfahrvorgängen, sondern auch zwischen den Verhältnissen im Dauerbetrieb. Dementsprechend unterschiedlich sind auch die Folgerungen, die für die Auswahl der Kondensatableiter gezogen werden.

In der Tabelle ist angegeben, welche Siedekondensatleistung der jeweils einzusetzende Kondensatableiter besitzen sollte. Sie sehen, die Sicherheitsfaktoren schwanken zwischen 1,5 und 10!

Der Sicherheitsfaktor und damit die Wahl der Kondensatableiter-Leistung ist allerdings nicht allein eine Folge der Anpassung an die Schwankungen des Kondensatanfalls. Auch die jeweiligen Druckverhältnisse und die Eigenheiten der gewählten Ableiterart sind zu berücksichtigen.

Dampfleitung	Ableiter (TD) kleinste Nennweite
Lufterhitzer	Leistung = 1,5 · Dauerleistung
Papierzylinder	Leistung = 4 · Dauerleistung
Ätzbottich	Leistung = 2 · Maximale Leistung
Vulkanisierpresse	Leistung = 10 · Dauerleistung
Wasserbereiter	Leistung = 1,5 · Maximale Leistung

Die Dampfleitung wird zwar einen einigermaßen konstanten Druck bieten, erfordert jedoch wegen der möglichen Wasserschläge einen robusten Kondensatableiter, der das Kondensat nicht unterkühlt. Der thermodynamische Kondensatableiter TD ist deshalb hierfür die erste Wahl, aber auch der thermische Kapsel-Kondensatableiter kommt in Betracht.

Der temperaturgeregelte Lufterhitzer verlangt einen für schnelle Lastschwankungen geeigneten Ableiter, der das Kondensat nicht anstaut und den regelungsbedingten Druckschwankungen bis zu niedrigsten Drücken folgt. Der Kugelschwimmerableiter mit automatisch der Sattdampfkurve folgendem Entlüfter ist hierfür das geeignete Gerät.

Der Papierzylinder arbeitet bei gleichbleibendem Betriebsdruck, das Entwässerungssystem unterliegt jedoch der Gefahr des Dampfstaus. Diesem besonderen Umstand wird der Kugelschwimmerableiter mit eingebautem einstellbarem Bypass gerecht.

Der Ätzbottich im Chargenbetrieb bringt, gleichgültig ob temperaturgeregelt oder nicht, starke Last- und Druckschwankungen, doch sind die Anforderungen an die Badtemperatur gering, und Kondensatstau ist sowohl dem Bad als auch der Heizschlange zuträglich. Deshalb ist hier der Bimetallableiter zweckmäßig.

Die Vulkanisierpresse dagegen verbietet jeden Kondensatstau (der ungleichmäßige Beheizung, also ungleichmäßige Vulkanisierung und Produktionsausschuss zur Folge hätte) und liefert sehr unterschiedliche Kondensatmengen. Der thermodynamische oder der thermische Kapsel-Kondensat-

ableiter mit ihrer Anpassungsfähigkeit an große Lastschwankungen sind hier sehr gut geeignet.

Der Durchlauferhitzer, im allgemeinen temperaturgeregelt, erfordert ähnlich wie der Lufterhitzer Anpassung an schnelle Schwankungen sowohl des Kondensatanfalls als auch des Dampfdrucks. Auch hier kommt deshalb zuerst der Kugelschwimmerableiter mit eingebautem automatischem Entlüfter infrage.

Nun kann man zwar in diesen Beispielen anstelle des vorgeschlagenen u. U. auch einen Ableiter anderer Art verwenden. Insgesamt dürfte angesichts solch unterschiedlicher Betriebsverhältnisse aber verständlich werden, dass eine einzige Ableiterart nicht in allen Fällen der Praxis optimale Betriebsergebnisse ermöglichen kann.

Sie haben auch gesehen, dass Informationen über die Betriebsbedingungen, Durchdenken der Aufgabe, Sorgfalt und einige Erfahrung nicht ganz so überflüssig sind, wie man bei oberflächlicher Betrachtung meinen mag. Es ist nicht damit getan, einen ½"-Kondensatableiter an einen ½"-Kondensatanschluss zu montieren – oder einen 1"-Ableiter an einen ½"-Anschluss, wenn man ängstlich ist.

Sie verstehen nun wohl auch, dass es schon erheblicher technischer Kurzsichtigkeit bedarf, um z. B. den XY-Kondensatableiter im Vulkanisierbetrieb einzusetzen, nur weil die anderen Fertigungsbetriebe des gleichen Werkes diesen Ableiter verwenden und er deshalb bereits am eigenen Lager verfügbar ist; bequem und „rationell“ ist dieses Verfahren zwar, aber verantwortet werden kann es nur dann, wenn der XY-Kondensatableiter für den Vulkanisierbetrieb auch geeignet ist. Sowohl der Einfluss der Kondensatanlage auf Qualität und Quantität der Produktion als auch der Anteil der Energiekosten an den Betriebskosten der Anlage erfordert diese Einstellung.

Die Wahl des zweckmäßigen Kondensatableiters war nicht die letzte Aufgabe, die wir zu lösen hatten. Denn das beste Gerät kann versagen, wenn es falsch eingebaut wird oder wenn irgendwo sonst in der Anlage bestimmte Schwierigkeiten auftreten. Deshalb werden wir in Kapitel 7.6, 8 und 9 die Montage von Kondensatableitern beschreiben, Einzelfragen wie Entlüftung, Schmutz und Wartung behandeln, praktische Hinweise für die Auslegung des Kondensatnetzes geben und schließlich noch auf die Wirtschaftlichkeit der Kondensathandhabung eingehen.

7.4.8 Prospektangaben

Sie kennen nun die wichtigsten und einige weniger wichtige Kondensatableitertypen mit ihren guten Eigenschaften und ihren Grenzen und die Rahmeninformationen, die Sie für die Auswahl des richtigen Ableiters benötigen. Einzelheiten über einen bestimmten Ableiter konnten hier natürlich nicht behandelt werden; dazu sind die Prospekte bzw. Datenblätter der Hersteller da. Um Ihnen das in einfacher Weise erklären zu können, sind als Beispiel vier Spirax-Sarco-Datenblätter beigefügt: (Anhang 7a–d)

- BPC 32, thermischer Kapsel-Kondensatableieter
- SMC 32, Bimetall-Kondensatableiter
- TD 32, thermodynamischen Kondensatableiter
- FT 57, Kugelschwimmer-Kondensatableiter

Beim Datenblatt für den FT 57 ersehen Sie aus der Skizze auf der Vorderseite, wie das Gerät aufgebaut ist, dass es wahlweise mit automatischem Entlüfter oder einstellbarem Bypass oder mit beidem erhältlich ist. Die Einbaumaße sind angegeben, einschließlich dem zu beachtenden Service-Abstand. Die technischen Daten zeigen die verschiedenen zulässigen Differenzdrücke und dass das Gehäuse für den Nenndruck – ein genormter Begriff, auf den wir noch zurückkommen werden, nämlich PN 25 (frühere Abkürzung ND) – ausgelegt und bemessen ist, womit der höchstzulässige Dampfzustand festgelegt ist. Genaue Angaben folgen über die Anschlüsse und Werkstoffe.

Auf der Rückseite ist im Diagramm der Durchfluss vom Siedekondensat (kg/h), abhängig vom Differenzdruck (bar), am Ableiter dargestellt. Es gibt für dieses Gerät drei verschiedene Ventilgrößen; für den höheren Druck sind die Ventildurchmesser kleiner und so der Kondensatdurchfluss geringer, damit der Schwimmer gegen den höheren Differenzdruck das Ventil öffnen kann.

Die Datenblätter für den Kapsel- und den Bimetall-Kondensatableiter sind in gleicher Weise aufgebaut, nur sind im Durchflussdiagramm verschiedene Unterkühlungstemperaturen t_u unter Siedetemperatur angegeben, weil bei diesem Ableitersystem der Durchfluss stark von diesem t_u abhängt.

Das Datenblatt für den thermodynamischen Kondensatableiter weist keine Besonderheiten auf. Das Durchflussdiagramm gilt für Siedekondensat.

Grundsätzlich ist für die Kondensatdurchflussangaben sorgfältig zu prüfen, ob es sich um Heißkondensat mit einer angegebenen Unterkühlung t, Siedekondensat, d. h. Kondensat von annähernd Sattdampftemperatur oder etwa dem Kaltkondensatdurchfluss – Kaltwasser mit einer Temperatur von 20 °C – handelt. Der Siedekondensatdurchfluss beträgt nämlich nur etwa $^1/_3$ des Kaltwasserdurchflusses.

7.5 Unvermeidliche Erschütterungen

Da alle Kondensatableiter mechanisch bewegte Teile besitzen, sollten Erschütterungen nach Möglichkeit vermieden werden. Lässt sich das nicht einrichten, wie z. B. auf Schiffen oder an Eisenbahnwagen, dann muss ein Ableitertyp gewählt werden, der für diese Betriebsbedingungen besonders geeignet ist. Das sind als erste Wahl die robusten thermodynamischen Ableiter. Weiterhin kommen als zweite Wahl der thermische Kapsel- und der Bimetallableiter infrage, Kugelschwimmerableiter sind unter solchen Umständen weniger geeignet, weil dauernde Erschütterungen zu früherem Verschleiß der Mechanik führen und auch weil starkes Schwanken des Kondensatspiegels im Ableiter die Funktion beeinträchtigen kann.

7.6 Installation von Kondensatableitern

7.6.1 Abstand des Kondensatableiters vom Dampfraum

Wegen der Gefahr des Dampfstaus wurde bereits festgestellt, dass Kondensatableiter im allgemeinen nahe am Wärmetauscher montiert werden sollen, wobei unter „nahe“ ein Abstand von etwa ½ bis 1 Meter zu verstehen ist. Unter „Dampfstau“ verstehen wir den Zustand, dass Dampf den freien Kondensatfluss ähnlich wie die Luft in Kapitel 7.2 behindert.

Natürlich ist auch leichte Zugänglichkeit des Ableiters und vor allem des Schmutzfängers wichtig, damit erforderliche Wartungsarbeiten durchgeführt werden können. Im Zweifelsfall ist aber einwandfreie Funktion des Wärmetauschers wichtiger als bequeme Wartung.

Muss aus unvermeidlichen Gründen ein stärker anstauender Ableiter wie z. B. ein Bimetallableiter zur Entwässerung eines Wärmetauschers oder gar einer Dampfleitung verwendet werden, dann sollte dieser Ableiter einige Meter vom Dampfraum entfernt angebracht werden, damit sich das Kondensat vor dem Ableiter abkühlen kann.

Säße der Ableiter nahe am Wärmetauscher, dann würde das Kondensat in den Dampfraum hinein gestaut, bis es sich dort auf die Ableittemperatur abgekühlt hätte. Ist der Ableiter dagegen weiter vom Dampfraum entfernt, dann kann das Kondensat in der Zuleitung abkühlen, wird also nicht oder nicht so stark in den Dampfraum hinein angestaut. Die Leitung vom Wärmetauscher zum Kondensatableiter darf deshalb hier nicht isoliert werden. In diesem Fall wird die Gefahr eines Dampfstaus durch die längere Zuleitung nicht größer, weil der Ableiter ja schon schließt, wenn noch Kondensat in der Zuleitung steht.

Fällt allerdings zeitweise besonders viel Kondensat an, dann besteht die Gefahr, dass der Wärmetauscher absäuft, weil der Bimetallableiter verhältnismäßig träge ist. Fällt dagegen zeitweise besonders wenig Kondensat an, erhöht sich die Gefahr des Dampfstaus. Auch wird die verlängerte, nicht isolierte Zuleitung zum Ableiter wegen ihrer hohen Oberflächentemperatur aus Arbeitsschutzgründen nicht immer zulässig sein. Eine solche Anordnung sollte daher auf zwingende Fälle beschränkt bleiben.

7.6.2 Kondensatableiter über dem Wärmetauscher?

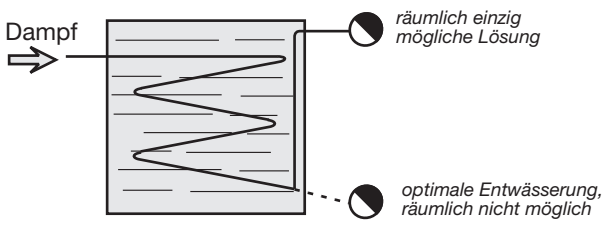
Nach dem Studium des Kapitels über die Dampfstaugefahr wissen Sie auch, warum es ungünstig ist, den Kondensatableiter höher zu montieren als den Wärmetauscher: weil die Entwässerungsleitung dann ja vom Wärmetauscher zum Kondensatableiter ansteigen muss, mit der Gefahr eines Dampfabschlusses. Sie wissen auch schon, dass diese Gefahr nur dann geringer ist, wenn der verwendete Ableiter entweder nicht dampfdicht schließt, so dass eingesperrter Dampf in die Kondensatleitung entweichen kann, oder wenn er das Kondensat stärker anstaut, so dass weniger Dampf in die Zuleitung gelangt; beides ist im allgemeinen aber unerwünscht.

Steht die Leitung zum Kondensatableiter voll Wasser, dann steht das Wasser meist auch in gleicher Höhe im Wärmetauscher: Reduzierte Wärmetauscherfläche, Korrosion, Geräusche, schlechte Regelung – sie kennen die Folgen ja schon.

Ein Ansteigen der Kondensatleitung vor dem Ableiter hat auch den Nachteil, dass der Wärmetauscher bei Außerbetriebnahme nicht oder nicht völlig leerläuft. Daran ändert auch ein Rückschlagventil in der Entwässerungsleitung nichts. Folge: Wasserschlag und erhöhte Korrosion ist möglich.

Man sorgt deshalb dafür, dass das Kondensat wenn irgend möglich mit Gefälle abläuft.

Aber die Praxis lässt sich nicht in starre Regeln zwingen. Es gibt Fälle, in denen der Ableiter nicht unterhalb des Dampfraums angebracht werden kann: Öltanks auf Schiffen z. B. sind oft unten unzugänglich oder dürfen aus Sicherheitsgründen nicht durchbohrt werden; das Ende der innenliegenden Heizschlange muss dann 10 oder 15 Meter nach oben geführt werden, ehe man den Kondensatableiter montieren kann. Ähnliches gilt für manche Apparate in der chemischen und der Nahrungsmittelindustrie. – Im Innern des Behälters wird der Ableiter natürlich nicht montiert, weil bei Undichtheiten der Behälterinhalt verunreinigt würde und bei einer Funktionsstörung des Ableiters die Reparatur unmöglich wäre.



Was tun? Drei Maßnahmen ermöglichen auch in diesem Fall die zufriedenstellende Entwässerung des Dampfraums:

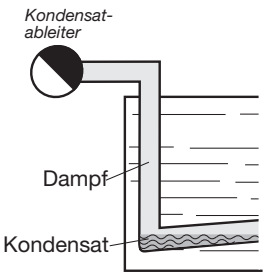
1. Das Kondensat muss durch natürliches Gefälle zum Ausgang des Dampfraums laufen. Diese Forderung ist in den nachfolgenden Bildern durch die Neigung der Heizschlange erfüllt.

2. Eine Abkröpfung vor dem ansteigenden Rohrteil ergibt einen siphonartigen Abschluss. Ohne diesen Abschluss strömt so lange Dampf in die Steigleitung, bis die untere,

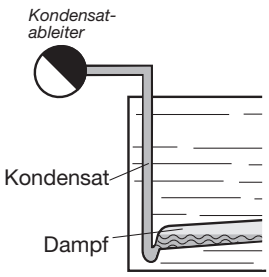
nahezu waagerechte Zuleitung mit Kondensat gefüllt ist. Dann erst entsteht in der Steigleitung durch die Kondensation des nun eingesperrten Dampfes ein geringerer Druck, so dass das Kondensat jetzt durch den Druck im Dampfraum in die Steigleitung gepreßt wird. Nach Abführung des Kondensats wiederholt sich dieses Spiel. In der Abkröpfung genügt hingegen schon eine kleine Kondensatmenge, um die Steigleitung abzusperren, also das Nachströmen von Dampf in die Steigleitung zu verhindern und somit eine frühere Abführung des angesammelten Kondensats zu bewirken.

3. Für die Steigleitung wählt man ein verhältnismäßig dünnes Rohr – Faustregel: etwa eine Nennweite kleiner als der Kondensatableiter. Dadurch wird der Inhalt des Steigrohrs im Verhältnis zur Rohroberfläche kleiner und das eingesperrte Dampfpolster kondensiert schneller. Außerdem begünstigt die enge Steigleitung die Bildung von Kondensatpfropfen und erschwert so den Dampfdurchschlag zum Ableiter hin.

Durch diese drei Kunstgriffe – der erste sollte selbstverständlich sein – werden die Stockungen in der Kondensatableitung so verkürzt, dass ein größerer Kondensatstau und demzufolge ein periodisches Schwanken der Leistung des Wärmetauschers im allgemeinen nicht mehr auftritt; die Anlage arbeitet einwandfrei.

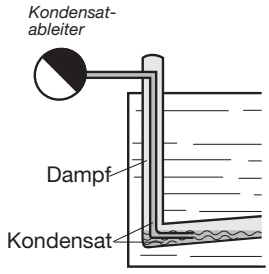


Ungünstig:
Die Heizschlange säuft ab, geringere Leistung



Günstig:
Heizschlange gut entwässert, volle Leistung

Dazu noch ein Wink aus der Praxis: Wo die untere (günstigere) Entwässerung nicht zulässig ist, besteht oft auch die Heizschlange aus Sondermaterial. Schweißnähte oder gar Verschraubungen sind dann unerwünscht. Hier kann man die Heizschlange nach einer leichten Abkröpfung ununterbrochen und mit vollem Querschnitt nach oben führen und die eigentliche Steigleitung in diesem Rohr montieren. Diese Anordnung hat allerdings den Nachteil, dass das kleinere Steigrohr nun beheizt statt gekühlt wird.



Grundsätzlich empfehlenswert für gefüllte/teilgefüllte Wärmetauscherflächen ist die Ausführung in Edelstahl. Ein weiteres einfaches Hilfsmittel ist der Einsatz eines Rückschlagventils an der richtigen Stelle. So kann zumindest das Zurückfließen des Kondensats verhindert werden.

7.6.3 Entwässerung unter Vakuum

Es gibt keinen Kondensatableiter, der Kondensat absaugt. Kondensatableiter öffnen oder schließen lediglich ein Abschlussorgan. Die Entfernung des Kondensats aus dem Dampfraum ist also nur möglich, wenn das Abschlussorgan geöffnet ist *und* wenn im Dampfraum ein höherer Druck herrscht als in der Kondensatleitung.

Treten Entwässerungsschwierigkeiten auf, weil der Differenzdruck am Ableiter zu klein ist oder gar der Gegendruck (= Druck hinter dem Ableiter) höher liegt als der Vordruck (= Druck vor dem Ableiter), dann werden Sie sicher geeignete Gegenmaßnahmen finden: den Vordruck erhöhen, den Gegendruck herabsetzen, einen größeren Kondensatableiter wählen, einen Pump-Kondensatableiter einsetzen.

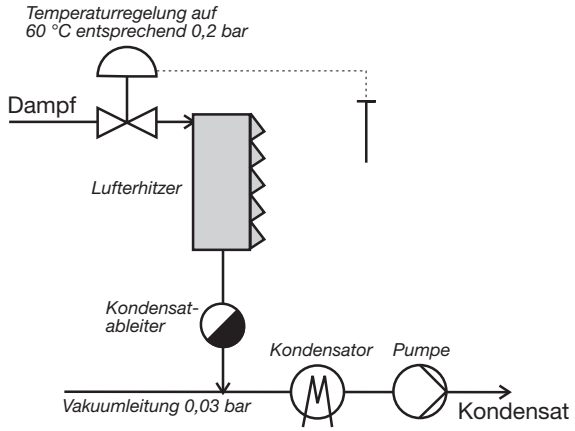
Erfahrungsgemäß liegt hier die Schwierigkeit lediglich im Erkennen der wirklichen Druckverhältnisse. Deshalb sei einmal mehr gesagt, dass sich der kluge Betriebsingenieur durch den Einbau möglichst vieler Manometer und einiger Thermometer einen Überblick über den Betriebszustand seiner Dampf-Kondensatanlage verschafft. Die Betriebsbedingungen einer Anlage ändern sich im Laufe der Zeit durch Änderung der Zahl oder der Belastung der Dampfverbraucher.

Doch was tun Sie, wenn der Druck im Dampfraum geringer ist als der Atmosphärendruck? Tatsächlich tritt Vakuum im Dampfraum häufiger auf, als man vermutet. Zum Beispiel kann der Dampfdruck zumindest zeitweise unter den Atmosphärendruck sinken, wenn der Wärmetauscher auf eine Temperatur des beheizten Mediums von weniger als 100 °C geregelt wird, und das ist sehr oft der Fall.

Sehr wichtig ist dieser Umstand für Lufterhitzer in Lüftungs- und Klimaanlagen, wo meistens mit niedrigen Lufttemperaturen gearbeitet wird. Bei Außentemperaturen unter 0 °C kann ein Heizregister innerhalb weniger Sekunden einfrieren und dadurch zerstört werden, wenn bei der Planung die Naturgesetze nicht genügend beachtet wurden.

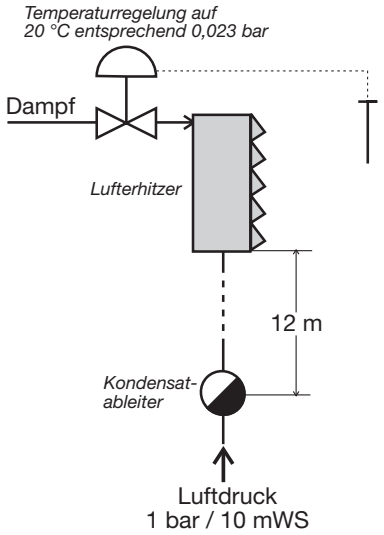
Im Kapitel 4 wurde der Vorgang im Dampfraum anhand eines Beispiels erklärt und auch die Stichworte für die Lösung dieses Problems gegeben: Man muss dafür sorgen, dass der Druck vor der Entwässerungsstelle größer wird als der Druck dahinter. Dafür gibt es folgende Möglichkeiten:

1. Man schließt die Kondensatleitung an ein vorhandenes Vakuum-System an, dessen Druck tiefer liegt als der niedrigste Druck im Dampfraum. (Alle Drücke in bar bezeichnen nach der Vorschrift *absolute Drücke,* wenn nicht ausdrücklich als „Überdruck“ oder mit „p_e“ bezeichnet!)



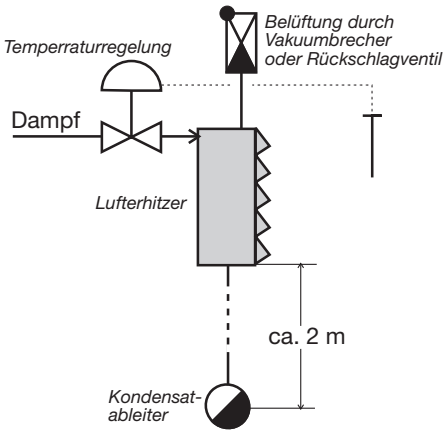
Vakuumsysteme werden heute wegen ihrer Komplexität und Störanfälligkeit kaum mehr eingesetzt.

2. Wenn die räumlichen Verhältnisse es zulassen, wird die Entwässerungsleitung zum Kondensatableiter so weit nach unten geführt, dass das Kondensat aufgrund des Gewichts der Wassersäule ausfließen kann:



In diesem Beispiel muss die Zulaufhöhe zum Ableiter also über 10 Meter betragen, damit überhaupt Kondensat abgeführt wird. – Würde auf 80 °C geregelt, so entspräche dieser Dampftemperatur laut Dampftafel ein Druck von 0,47 bar oder rd. 4,7 mWS; unter diesen Umständen müsste die Zulaufhöhe zum Ableiter größer als 4,7 m sein.

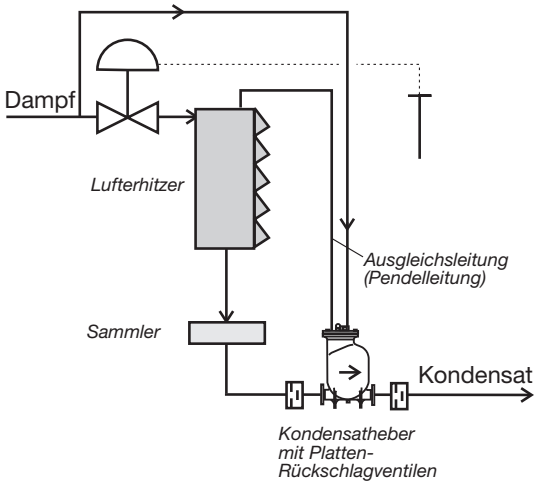
3. Um derart große Zulaufhöhen zu vermeiden, kann man einen Belüfter einsetzen, der Luft in den Dampfraum lässt, sobald der Druck unter den Atmosphärendruck sinkt. Im einfachsten Fall ist das ein gut dichtendes Rückschlagventil. Nun kann der Druck im Dampfraum nicht mehr unter den Atmosphärendruck fallen. Da die Luft bei Abkühlung (oberhalb 0 °C) nicht kondensiert, kann dennoch die Temperatur im Dampfraum unter 100 °C sinken: Die Bindung an die Sattdampfkurve ist durch die Luftbeimischung aufgehoben.



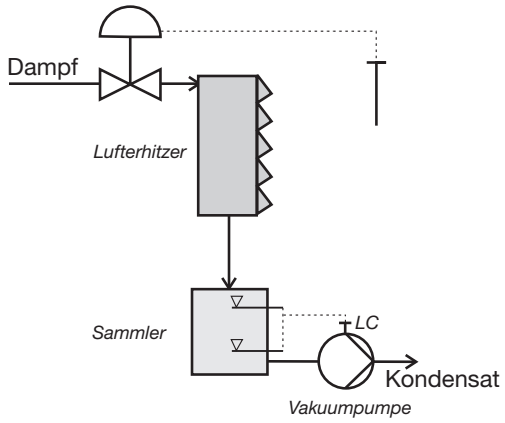
In manchen Ländern, besonders in den Vereinigten Staaten, wird diese Methode häufig angewandt. Bei uns setzt man sie nur als allerletzten Ausweg ein, weil mit der Luft Sauerstoff in den Dampfraum kommt, so dass der Wärmetauscher wie auch das ganze Kondensatsystem erhöhter Korrosion unterliegen.

Auch in diesem Fall wird eine Zulaufhöhe zum Ableiter benötigt, die nun aber nicht mehr zur Überwindung eines Unterdruckes im Dampfraum dient, sondern nur noch zur Erhöhung des Kondensatdrucks vor dem Ableiter. Je nach Kondensatanfall und Ableitergröße genügt eine Zulaufhöhe von 1 bis 3 Meter.

4. Steht kein Vakuum-System zur Verfügung, kann der Kondensatableiter nicht bis zu 12 m unter dem Wärmetauscher montiert werden, und will man keine Luft im Dampf-Kondensat-System haben – dann hilft nur noch das Abpumpen des Kondensats. Dafür wird Hilfsenergie und eine Regelung benötigt. Das unten stehende zeigt den Einsatz eines Kondensathebers (oder eines aktiven Kondensatableiters, Kap. 7.3.5), der Dampf als Hilfsenergie benutzt und völlig selbsttätig arbeitet.

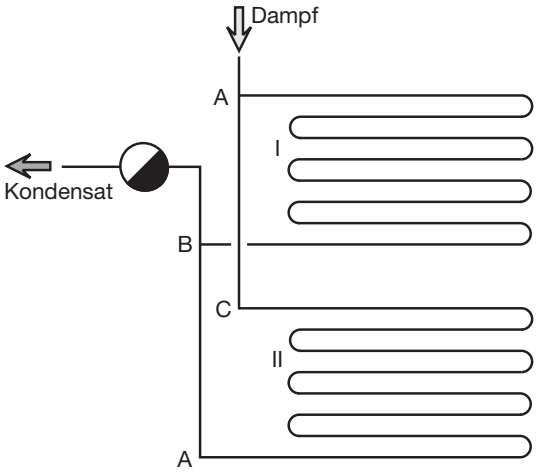


Alternativ der Einsatz einer Kondensatrückspeiseanlage mit elektrischer Pumpe:



7.6.4 Sammelentwässerung ist schlecht

Im vorhergehenden Kapitel bemühten wir uns, die für die Entwässerung unbedingt erforderliche Druckdifferenz zwischen Dampfraum und Kondensatleitung zu schaffen. Mitunter kommt aber gar nicht alles Kondensat zum Ableiter, weil schon in Teilen des Dampfraumes nicht genügend Druckdifferenz vorhanden ist, um das Kondensat zum Ableiter zu fördern. Das Beispiel zeigt eine bis vor kurzem zur Tankbeheizung häufig verwendete Anordnung.



Zwei in horizontaler Ebene liegende Heizschlangen sind parallel an eine Dampfzuleitung und eine Kondensatleitung angeschlossen.

Da es sich um einen tiefliegenden Behälter handelt, z. B. Tank an Bord eines Schiffes, ist der Kondensatableiter am Ende einer aufsteigenden Kondensatleitung angebracht.

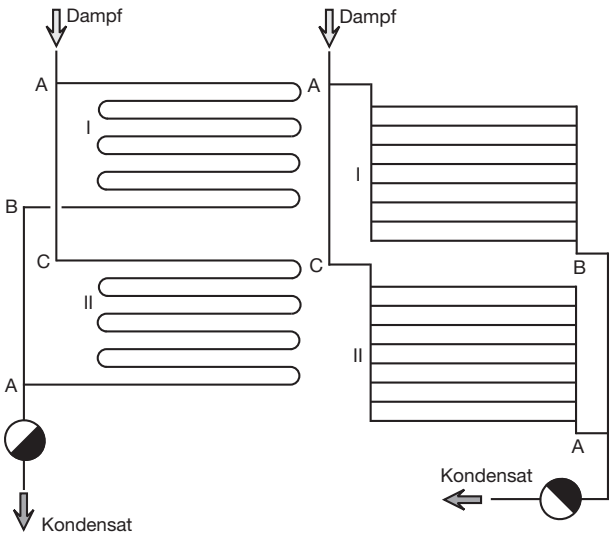
Was passiert nun? Um in die Heizschlange II zu gelangen, muss der Dampf in der Leitung einen um die Entfernung A bis C längeren Weg zurücklegen als auf dem Weg in die Schlange I. Der Dampf tritt deshalb mit geringerem Druck in II, als er in I eintritt. Das Kondensat aus II muss nach dem Verlassen der Heizschlange II noch durch die Leitung von D bis zum Punkt B strömen, wozu natürlich auch ein Druckgefälle nötig ist. Ergebnis: Zunächst kann kein Kondensat von D nach B fließen, es wird in II gestaut. Dadurch verringert sich die Wärmeabgabe der Schlange II, und der Dampfzustrom wird geringer. Bei geringerer Strömung wird aber der Druckabfall kleiner, d. h. nun steigt der Druck am Anfang und am Ende der Schlange II. Schließlich überwiegt der Druck bei D den Druck bei B, und das Kondensat strömt von D nach B.

Jetzt nimmt der Druckabfall in II aber wieder zu, so dass die Strömung durch II kleiner bleiben muss als die Strömung durch I. Mit anderen Worten: Bei der gewählten Anordnung kann die Heizschlange II nicht so viel Wärme abgeben wie die Heizschlange I. Diese Heizschlange arbeitet also nicht mit dem größtmöglichen Nutzen, sie ist unnötig teuer, und, bei Schiffen nicht unwichtig, sie ist unnötig schwer.

In der Praxis wurden stets noch mehr Heizschlangen parallel geschaltet, so dass die Verhältnisse tatsächlich so ungünstig wurden, dass die letzte Heizschlange oft überhaupt nicht mehr arbeitete.

Die Benachteiligung einzelner Heizschlangen lässt sich weitgehend beseitigen, wenn man dafür sorgt, dass die Wege aller Teilströme gleich lang sind.

Vom Punkt A (im nächsten Bild), wo sich die Dampfströme teilen, bis zum Punkt D, wo sich die Kondensatströme vereinigen, ist der Weg durch beide Heizschlangen gleich lang.

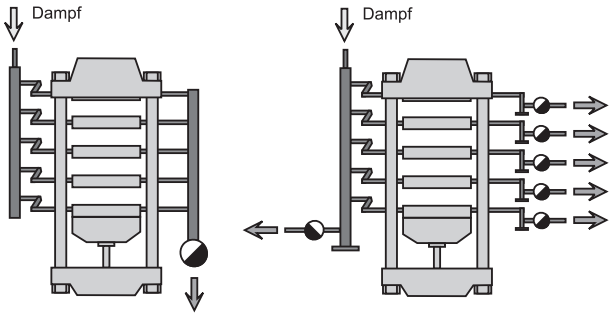


Aber auch diese Auslegung führt noch zu Schwierigkeiten, weil schon geringe Unterschiede in der Belastung der verschiedenen Heizschlangen, hervorgerufen z. B. durch unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten des umgebenden Stoffes, zu unklaren Verhältnissen führen.

Ist beispielsweise infolge der Strömungsverhältnisse im Tank die Umgebungstemperatur der Heizschlange I höher als bei II, dann wird in I weniger Dampf kondensiert. Deshalb nimmt die Druckdifferenz zwischen Eingang A und Ausgang B von I ab. Dadurch steigt der Druck bei D, und es wird so gleichzeitig auch die für die Durchströmung der Schlange II verfügbare Druckdifferenz verringert. Die Leistung der Schlange II wird also in diesem Beispiel durch die Schlange I ungünstig beeinflusst.

Diesen Einfluss kann man noch verringern, wenn man die einzelnen Heizschlangen verkürzt. Aber Wesentliches hat sich dadurch nicht geändert.

Bitte glauben Sie nicht, dass Sie das nichts angehe, weil Sie vielleicht nie eine größere Tankbeheizung planen oder bauen müssen. Die gleichen Schwierigkeiten treten nämlich u. a. in Sperrholzfabriken, Vulkanisierbetrieben, Wäschereien, Chemischen Werken, kurz überall da auf, wo versucht wird, mehrere Wärmetauscher über einen gemeinsamen Kondensatableiter zu entwässern. Zeichnen wir nämlich anstelle der Heizrohre der Abbildungen die Heizplatten einer Etagenpresse oder die Bügelpressen einer Kleiderfabrik, dann ist die Wesensgleichheit mit der Tankbeheizung offensichtlich, und Sie verstehen jetzt, warum solche sogenannten „Sammelentwässerungen“ meist zu Betriebsschwierigkeiten führen.



Ungünstig:
Einzelne Pressen saufen ab

Günstig:
Jede Presse gut entwässert

Bei der Etagenpresse ist zwar anzunehmen, dass die einzelnen Heizplatten gleich belastet sind und demzufolge gleichen Kondensatanfall und gleiche Druckverhältnisse aufweisen. In der Praxis hat es sich jedoch gezeigt, dass bei Sammelentwässerung einzelne Platten immer wieder ungleichmäßig heizen und aus diesem Grund Produkte verminderter Qualität liefern. Offensichtlich läuft der gleiche Vorgang ab, wie er bei den Heizschlangen beschrieben wurde:

Schon ein geringfügig geringerer Wärmebedarf einzelner Platten, der vorübergehend immer möglich ist, führt zu einem „Durchschlagen“ dieser Platten, d. h. der Druck am Ausgang der Platte steigt auf praktisch den Dampfdruck am Eingang, so dass die Entwässerung der anderen Platten mindestens zeitweise behindert wird. Außerdem bewirkt der durchschlagende Dampf, dass der Kondensatableiter abschließt, so dass auch am Ableiter die Entwässerung behindert wird. – Wo sich Kondensat anstaut, da sinkt aber, wie Sie bereits wissen, die Oberflächentemperatur der Heizfläche, d. h. die behinderten Platten heizen ungleichmäßig und langsamer.

Bei Sammelentwässerung, d. h. bei Anschluss mehrerer Wärmetauscher an einen einzigen Kondensatableiter, wird also ausgerechnet derjenige Dampfraum behindert, der gerade am meisten Leistung abgeben soll. Der Kondensatableiter könnte das nur verhindern, wenn er kräftig Dampf durchblasen ließe – und das ist erst recht nicht im Sinne des Erfinders. Man entwässert deshalb jede Platte einzeln.

Im anderen Beispiel, den Bügelpressen, ist ungleichmäßige Beheizung einer Presse kaum von Bedeutung. Schlechtere Beheizung einer Presse setzt aber die an dieser Presse erzielbare Arbeitsgeschwindigkeit herab, was weder dem Chef noch der betroffenen Bedienungsperson recht sein dürfte.

Aus diesen Gründen versucht man die Sammelentwässerung heute kaum noch, und wir merken uns:

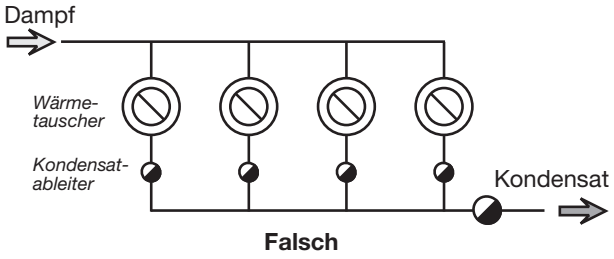
Sammelentwässerung ist schlecht, weil sie erfahrungsgemäß fast immer zu Betriebsschwierigkeiten führt: langsameres Aufheizen, schwankende Temperaturen, ungleichmäßige Beheizung, geringere Produktionsgeschwindigkeit.

Jeder Dampfraum sollte für sich über einen eigenen Kondensatableiter entwässert werden.

Es gibt eine Ausnahme: Wenn die Dampfräume mit Sicherheit stets gleich belastet sind, wenn nur sehr wenig Dampf verbraucht wird (so dass im Dampfraum praktisch kein Druckabfall auftritt), wenn die Entwässerungsleitungen so groß sind, dass sich nirgends ein Kondensatpfropfen bilden kann, und wenn das Kondensat leicht durch Schwerkraft zum Ableiter fließen und sich dort sammeln kann, dann dürfte man mit Sammelentwässerung Erfolg haben. Aber wer wollte bei so vielen „wenn“ das Lehrgeld riskieren, das ein Misserfolg zweifellos kostet?

7.6.5 Doppelt genäht – hält schlechter!

Ängstliche oder unerfahrene Leute kommen mitunter auf die Idee, am Ende der Kondensatleitung nochmals einen Kondensatableiter einzusetzen:



Die Ängstlichen wählen diese Anordnung „zur Sicherheit", die Unerfahrenen dann, wenn die Anlage nicht wunschgemäß funktioniert, z. B. wenn einige Ableiter defekt sind.

Was halten Sie davon: Die Überschrift verrät Ihnen schon, dass eine solche Anordnung die Schwierigkeiten nicht verringert, sondern stets vergrößert. Warum?

Ob die nach den Wärmetauschern eingebauten Kondensatableiter einwandfrei arbeiten oder ob einzelne Geräte defekt sind und Frischdampf durchlassen: In jedem Falle hat die Sammelleitung ein größeres Dampfvolumen zu transportieren, als das Kondensatvolumen ausmacht. (Seltene Ausnahme: wenn die Ableiter Kondensat unter 100 °C ableiten oder der Druck in der Kondensatleitung ungewöhnlich hoch ist.)

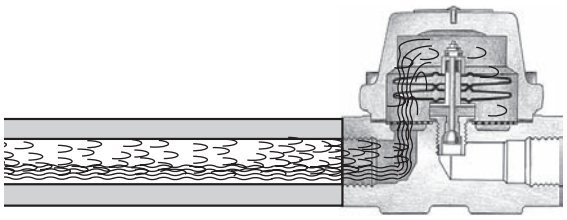
Wenn nämlich sehr heißes Kondensat durch den Ableiter strömt, entsteht durch den Druckabfall nach dem Ableiter wieder Dampf aus einem Teil des Kondensats. (Mit dieser sogenannten „Nachverdampfung" werden wir uns in Kap. 8.1 noch ausführlicher befassen müssen.) Zu dem Kondensatableiter am Ende der Sammelleitung strömt also Dampf und Kondensat. Da ein braver Ableiter aber keinen Dampf durchlässt, wird der Nachdampf bzw. von defekten Ableitern durchgelassener Frischdampf in der Sammelleitung gestaut. Der Druck in der Sammelleitung steigt an, und die Entwässerung einzelner oder aller Wärmetauscher wird behindert. Nur in dem Maße, wie der Nachdampf durch den Wärmeverlust der Sammelleitung kondensiert, kann Kondensat nachströmen.

Es treten also die Schwierigkeiten der Sammelentwässerung auf, die aber noch verstärkt werden durch die Einflüsse der vorgeschalteten Ableiter und durch die für eine Sammelentwässerung völlig hoffnungslose Anordnung des letzten Kondensatableiters. Deshalb:

Niemals zwei Kondensatableiter hintereinander einsetzen.

7.6.6 Horizontalitis – eine neue Krankheit?

Ja, eine Krankheit – aber nicht neu: Wird die Entwässerungsleitung vom Dampfraum aus genau waagerecht zum Ableiter verlegt, dann kann es passieren, dass an demjenigen Organ des Ableiters, das über Öffnen und Schließen entscheiden soll, gleichzeitig Dampf und Kondensat steht, so dass der Gute nun nicht weiß, wie er reagieren soll.



Im Bild ist das Steuerelement eines thermischen Bimetall-Ableiters genau waagerecht an eine Heizplatte angeschlossen; das Steuerelement ist aus diesem Grund teils von Kondensat, teils von Dampf umgeben, und es hängt ganz von den Umständen ab (von Gerätekonstruktion, Dampfdruck, Länge und Größe der Zuleitung), wann das Gerät öffnet. Häufig wird es erst dann öffnen, wenn der Kondensatspiegel schon höher steht als die Oberkante des Ableiters. Im gezeichneten Beispiel steht dann aber die Heizfläche teilweise unter Wasser. Schlimmer noch: Öffnet der Ableiter, dann wird durch die entstehende Strömung auch Dampf mitgerissen, der das Schließen des Ableiters bewirkt, noch ehe alles Kondensat abgeleitet ist.

Diese Erscheinung tritt in ähnlicher Weise auch bei Kapsel- und thermodynamischen Kondensatableitern auf. Da sämtliche thermischen Ableiter eine gewisse Kondensatunterkühlung benötigen, ehe sie öffnen, ist der Kondensatstau bei diesen Ableitern am größten (statt Dampf und Kondensat kann hier heißeres und kälteres Kondensat gleichzeitig am Ableiter stehen).

Glücklicherweise lässt sich diese Fehlerursache leicht vermeiden – nur dran denken muss man halt: Man schließt den Ableiter über eine Abkröpfung an den Dampfraum an. Wenn die Zuleitung zum Ableiter etwas länger ist, genügt statt der Abkröpfung ein Gefälle zum Ableiter hin. Nun sammelt sich das Kondensat vor dem Ableiter und verhindert, dass gleichzeitig Dampf zuströmt und die Arbeitsweise des Ableiters stört.

Kugelschwimmerableiter sind gegen „Horizontalitis" weitgehend immun, weil diese Ableiter ja von der Höhe des Kondensatspiegels gesteuert werden; dieser liegt aber tiefer als die Zulaufleitung (vgl. die Bilder in Kapitel 7.3.1). Die oben vorgeschlagene Abkröpfung befindet sich bei den Kugelschwimmerableitern sozusagen innerhalb des Ableiters (dafür ist das Gehäuse entsprechend groß).

7.7 Die Kontrolle von Kondensatableitern

„Vertrauen ist gut, Kontrolle ist besser“, lautet ein Zitat von Lenin. Auch Kondensatableiter sollten von Zeit zu Zeit, aber mindestens halbjährlich, darauf untersucht werden, ob sie ordnungsgemäß arbeiten und nicht etwa Dampf durchblasen. Das nutzlose Dampfdurchblasen kann nämlich jährliche Kosten in der Größenordnung von einigen Tausend Euro verursachen.

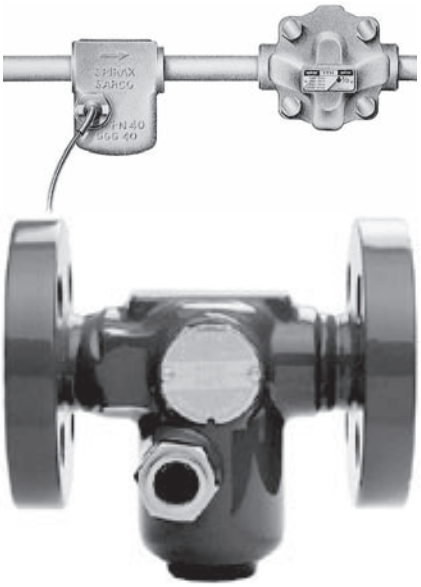
Wie kann die Kontrolle durchgeführt werden? Selbst wenn der Kondensatableiter ins Freie ablässt, ist die Beurteilung nicht einfach. Es wird nämlich am Austritt Kondensat und Dampf erscheinen, denn bei der Kondensat-Entspannung entsteht aus einem Teil des Kondensates Nachdampf. Wir werden uns damit noch ausführlich beschäftigen. Überschlägig lässt sich sagen, dass das Nachdampfvolumen fast immer ca. 99 % des gesamten Austrittsvolumens einnimmt, d. h. 1 % Kondensatvolumen und 99 % Nachdampfvolumen. Es ist für den Betrachter in fast allen Fällen unmöglich festzustellen, ob die Nachdampfmenge für die Kondensatmenge angemessen ist, d. h. z. B., ob das Verhältnis 99 % zu 1 % oder 99,5 % zu 0,5 % ist.

Noch viel problematischer wird die Aufgabe, wenn der Kondensatableiter an ein Kondensatnetz angeschlossen ist, weil man dann nichts sehen kann. Ein Schauglas mit zweiseitiger Verglasung und einer Wirbelkante lässt mit einiger Übung zwar eine Beurteilung zu, aber eben nur so lange, wie die Gläser keinen Belag oder keine Verfärbung haben, die ein Sehen unmöglich machen.

Das Abhorchen von Kondensatableitern mit dem Stethoskop oder mit dem elektronischen Ultraschall-Lecksuchgerät bringt noch die besten Ergebnisse. Wenn die Geräuschstärke von einem zum anderen Ableiter bei etwa gleichem Kondensatdurchfluss stärker wechselt, können an der wechselnden Intensität bei größerer Übung schadhafte, Dampf durchblasende Ableiter entdeckt werden. Es kann zwar nicht mit Gewissheit festgestellt werden, dass ein Ableiter durchbläst, aber es können „Verdächtige“ aussortiert werden, die einer Nachprüfung unterzogen werden.

Eine gute Ausnahme bei allen Untersuchungsschwierigkeiten macht der Thermodynamische Kondensatableiter TD – und das ist einer seiner Vorzüge. Das typische Strömungsgeräusch lässt sich meist ohne Hilfsmittel wahrnehmen, notfalls genügt ein nach Monteurart zum Abhorchen benutzter Schraubenzieher. Die Schließzeit – kein Strömungsgeräusch – beträgt ca. 15 oder 20 Sekunden und mehr. Schließzeiten unter 10 Sekunden deuten darauf hin, dass das Gerät stark abgenutzt ist; ganz zu schweigen von Ableitern, die gar nicht mehr schließen.
Temperaturmessungen eignen sich im allgemeinen nicht zur Feststellung von durchblasenden Kondensatableitern. Vor dem Ablassventil des Kondensatableiters herrscht nämlich meist nahezu Sattdampfzustand und die Temperatur entspricht dann der Sättigungstemperatur zu dem herrschenden Dampfdruck. Hinter dem Ableiter herrscht fast ausnahmslos Sättigungszustand, d. h. bei atmosphärischem Druck im Kondensatnetz wird man eine Temperatur von 100 °C messen, unabhängig davon, ob der Kondensatableiter Dampf durchbläst oder nicht. Nur thermische Ableiter (Bimetall- oder Kapsel-Kondensatableiter) bilden eine Ausnahme. Sie führen das Kondensat mit mehr oder weniger Unterkühlung unter der Sattdampftemperatur je nach Justierung oder Kapselfüllung ab; für eine einfache Untersuchungsmethode reicht aber diese Temperaturdifferenz nur in Sonderfällen aus.

Eine gute, einfache und schnelle Kontrollmöglichkeit bietet die Prüfeinrichtung SPIRA-tec von Spirax Sarco. Sie erfordert kein ausgebildetes Fachpersonal. Diese Einrichtung untersucht den Kondensatfluss auf der Zuströmseite des Kondensatableiters. Für diese Seite gilt – unabhängig von der Bauart –, dass hier je nach Betriebsbedingungen mehr oder weniger Kondensat strömt – und bei ordnungsgemäß arbeitendem Ableiter nur eine ganz geringe Dampfmenge. Diese Dampfströmung deckt die Oberflächen-Wärmeverluste des Ableiters. Diesem Gedanken folgend entstand die Prüfkammer, die unmittelbar vor dem Ableiter einzubauen ist: Das Kondensat strömt unter der Trennwand durch die Prüfkammer, der Dampf durch die Bohrung der Trennwand. Diese Bohrung ist nach Versuchsergebnissen sorgfältig bemessen worden. In die Gehäusewand ist eine Sonde eingebaut.



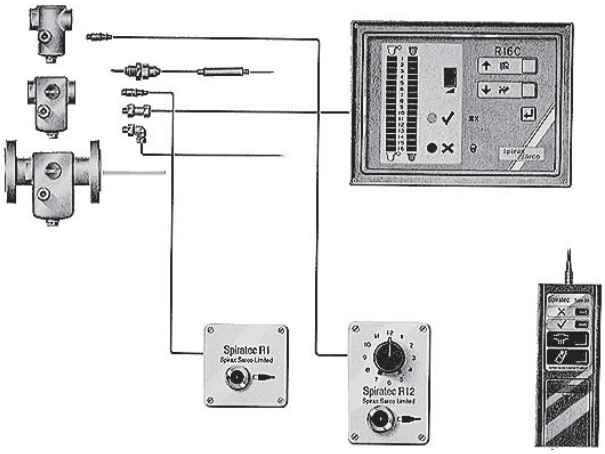
Bei ordnungsgemäß arbeitendem Ableiter stellt sich in der Prüfkammer ein Wasserstand ein, denn die geringe Dampfmenge kann durch die Bohrung strömen. Die Sonde ist dabei mit Kondensat, d. h. Wasser, in Berührung. Wenn der Kondensatableiter jedoch Frischdampf durchlässt, z. B. weil Schmutz das Ablassventil am Schließen hindert oder irgendein Defekt vorliegt, dann muss dieser Dampf unter der Trennwand der Prüfkammer hindurchströmen. In diesem Falle steht die Sonde mit Dampf in Kontakt. Die über das Sondenkabel im elektronischen Prüfgerät gemessenen Widerstände sind stark unterschiedlich bei Wasser oder Dampf: bei ordnungsgemäßem Betrieb (Sonde im Wasser) gering, was zum Leuchten der grünen Diode am Prüfgerät führt; und beim Dampfdurchblasen (Sonde im Dampf) groß, was die rote Diode aufleuchten lässt. Das Prüfen von Kondensatableitern ist so auch für den Nichtfachmann sehr einfach.

Bei blockierendem Kondensatableiter kühlt das Kondensat in der Prüfkammer immer weiter ab, die integrierte Temperaturmessung zeigt Alarm an.

Besonders komfortabel sind die modernsten Kondensatableiter, die mit einer integrierten Prüfsonde ausgerüstet sind.

Die Prüfeinrichtung SPIRA-tec besteht aus folgenden Teilen:

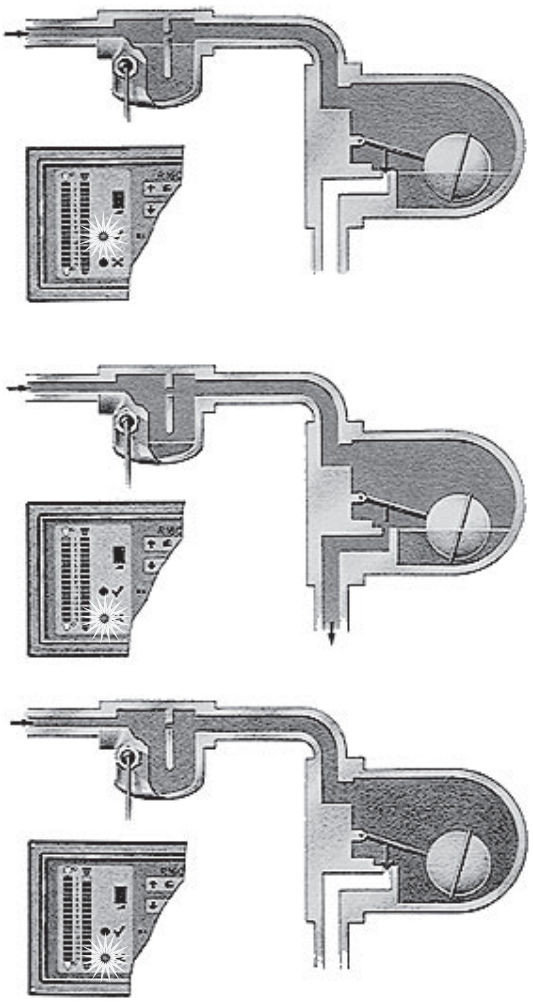
– dem Prüfgerät mit Sondenkabel
– der Prüfkammer mit Sonde



Das Handprüfgerät selbst ist mit einer „Eigenprüfung“ ausgestattet, damit vor dem eigentlichen Prüfvorgang festgestellt werden kann, dass das Gerät, d. h. insbesondere die Batterien, in Ordnung sind. Das geschieht in der Weise, dass ohne die Sonde anzuschließen, das Prüfgerät eingeschaltet wird, womit die rote Leuchtdiode aufleuchtet. Bei Drücken der Prüftaste und ordnungsgemäßen Zustand des Prüfgeräts muss das grüne Licht aufleuchten.

Die Prüfeinrichtung ist nun in folgender Weise anzuwenden: Es wird unmittelbar vor jedem Kondensatableiter in horizontaler Lage eine Prüfkammer gleicher Nennweite wie der Ableiter eingebaut, Durchflussrichtung gemäß Pfeil auf dem Gehäuse. Der Prüfer sucht mit dem Prüfgerät in der Hand, nachdem er zuvor durch die Eigenprüfung des Gerätes sich vom ordnungsgemäßen Zustand überzeugt hat, die Kondensatableiter auf und verbindet jeweils das Sondenkabel des Prüfgerätes mit den Sonden der Prüfkammern. Er erkennt dann am grünen oder roten Licht des Prüfgeräts, ob der betreffende Ableiter in Ordnung ist oder durchbläst.

Benötigt werden also jeweils eine Prüfkammer für jeden Kondensatableiter, aber nur ein Prüfgerät mit Kabel für den gesamten Betrieb.



Das elektronische Prüfgerät wertet die Sondensignale ähnlich aus:

– Widerstand klein = Ableiter in Ordnung = grünes Licht
– Temperatur hoch = Ableiter in Ordnung = grünes Licht

– Widerstand groß = Dampf bläst durch = rotes Licht
– Temperatur klein = Ableiter blockiert = rotes Licht

Die Prüfeinrichtung hat folgende Einsatzmerkmale:

– geeignet für Ableiter aller Bauarten und Hersteller
– schneller Prüfvorgang
– kein ausgebildetes Fachpersonal erforderlich

8. Die Kondensatleitung

Dass das Kondensat, wenn irgend möglich, zurückgeführt werden sollte, war bereits zu Beginn des Buches betont worden. Denn Kondensat ist heißes destilliertes Wasser, das am Dampferzeuger dringend benötigt wird und dessen Neuaufbereitung aus Roh- bzw. Frischwasser teuer ist. (Sollte das Kondensat so verunreinigt anfallen, dass es als Kesselspeisewasser nicht mehr brauchbar ist, dann ist ein Fehler in der Anlage zu vermuten.) Zum Rückführen des Kondensats braucht man Rohrleitungen – nämlich das Kondensatnetz – einen ausreichenden Differenzdruck und eine Ausführung der Anlage, die störungsfreien Betrieb gewährleistet. Darüber soll nun gesprochen werden.

8.1 Dampf in Kondensatleitungen

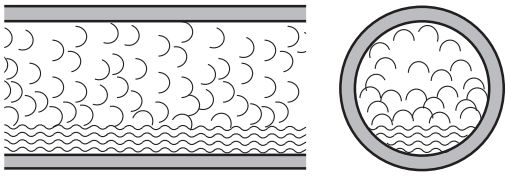
Durch die Kondensatrückführung lassen sich die Kosten für Wasser, Wasseraufbereitung und Wassererwärmung ganz erheblich senken. (Lediglich bei geringen Kondensatmengen, die in großer Entfernung vom Kesselhaus anfallen, lohnt sich das Zurückführen mitunter nicht.) Man bringt deshalb das von den einzelnen Wärmetauschern kommende Kondensat in Kondensatsammelleitungen, die das Kondensat zum Kesselspeisewasserbehälter leiten.

Leider ist das nicht ganz einfach, weil die Kondensatleitungen nicht nur Kondensat, das heißt Wasser, zu transportieren haben, sondern auch den Nachdampf. Das Kondensat tritt ja mit annähernd Siedetemperatur aus dem Dampfraum durch den Kondensatableiter in die Kondensatleitung ein. Da der Druck in der Kondensatleitung erheblich kleiner sein sollte als der Druck im Dampfraum – dies wird gleich noch ausführlicher begründet werden –, verdampft ein Teil des Kondensats:

Je nach Druckverhältnissen werden 5 bis 10 oder gar 15 Gewichtsprozent Kondensat wieder zu Dampf, dem sogenannten Nachdampf (Kapitel 9.2). Das scheint zunächst nicht viel; z. B. entstehen aus jedem Kilogramm Siedekondensat von p_e = 8 bar bei Entspannung auf p_e = 0,5 bar rund 0,12 kg Nachdampf von p_e = 0,5 bar, und es bleiben 0,88 kg Siedekondensat p_e = 0,5 bar.

Aber: 1 kg Siedekondensat von 110 °C / 0,5 bar hat laut Dampftafel (Kap. 1.7) ein Volumen von 0,00105 m³ oder 1,05 Liter; 0,88 kg demnach 0,88 · 1,05 = 0,92 Liter. Der (Nach-) Dampf von p_e = 0,5 bar beansprucht dagegen einen Raum von 1,16 m³/kg (Dampftafel Spalte 7), d. h. 0,12 kg Dampf von pe = 0,5 bar haben ein Volumen von 1,16 · 0,12 = 0,139 m³ oder 139 Liter. In diesem Beispiel hat die Kondensatleitung gewichtsmäßig nur 12 % Nachdampf und 88 % Kondensat zu fördern – volumenmäßig aber –, und darauf kommt es bei der Berechnung des Rohrquerschnitts an – 139 / 139,9 = 99,4 % Dampf und nur 0,6 % Kondensat. Das heißt:

Eine heiße Kondensatleitung ist keinesfalls eine Wasserleitung, sondern vielmehr eine Dampfleitung mit besonders hohem Wassergehalt!



Genauere Angaben zur entstehenden Nachdampfmenge entnehmen Sie Kapitel 9.2.

Leider hat sich diese Tatsache noch nicht allgemein herumgesprochen, und deshalb haben nicht wenige Betriebe Schwierigkeiten mit der Entwässerung von Wärmetauschern, mit Wasser- und Dampfschlägen, mit raschem Verschleiß der Kondensatleitungen, mit frostzerstörten Anlagen.

Die Nachdampfmenge in der Kondensatleitung wird allerdings geringer oder verschwindet sogar ganz, wenn das Kondensat stärker abgekühlt wird, sei es schon im Wärmetauscher, sei es beim Transport in einer längeren Kondensatleitung.

Wir wollen im folgenden die soeben getroffenen Feststellungen etwas näher untersuchen und die Konsequenzen für die Praxis ziehen.

8.2 Druck in der Kondensatleitung

Wenn der Druck in der Kondensatleitung nicht kleiner ist als der Druck im Dampfraum, kann das Kondensat nicht aus dem Dampfraum ausfließen. Das ist verständlich. Aber um wieviel soll der Druck der Kondensatleitung unter dem Druck im Wärmetauscher liegen?

Ein Dampf-Kondensat-Netz besteht fast immer aus mehreren Verbrauchern, und der Weg des Dampfes und des Kondensats ist im allgemeinen nicht kurz. Außerdem kondensiert ein Wärmetauscher nicht zu allen Zeiten genau gleich viel Dampf. Und mit genau gleichem Kondensatanfall aller Wärmetauscher kann man schon gar nicht rechnen – nicht einmal dann, wenn es theoretisch zu erwarten wäre.

Deshalb wird der Kondensatanfall schwanken und damit notwendig auch der Druck an verschiedenen Stellen des Kondensatnetzes; denn je mehr heißes Kondensat an einem Punkt in die Kondensatleitung einströmt, desto höher steigt an dieser Stelle der Druck. Dadurch wird das Ableitvermögen des davorliegenden Kondensatableiters geringer, weil die am Ableiter verfügbare Druckdifferenz kleiner wird. Aber die Druckerhöhung in der Kondensatleitung wirkt sich auch auf benachbarte Wärmetauscher aus, indem sie deren Entwässerung behindert – wenn der Druck in der Kondensatleitung nicht so weit unter dem Druck im Dampfraum liegt, dass derartige Druckschwankungen im Kondensatnetz nur einen verhältnismäßig kleinen Einfluss auf die Entwässerung ausüben können.

Mit anderen Worten:

Im Kondensatnetz treten immer Druckschwankungen auf. Deshalb soll der Druck in den Kondensatleitungen klein sein im Verhältnis zum Druck im Dampfraum. Dann können die Druckschwankungen in der Kondensatleitung die Entwässerung einzelner Wärmetauscher nicht behindern.

Diese Forderung stößt zunächst auf verständlichen Widerstand: Bei hohem Kondensatleitungsdruck könnte die Leitung kleiner und deshalb billiger sein. Auch die Betriebskosten des Kondensatnetzes würden bei hohem Kondensatdruck günstiger, wenn es gelänge, diesen Druck aufrecht zu erhalten bis das Kondensat wieder in den Kessel als Speisewasser eingeführt wird. Denn es entstünde weniger Nachverdampfung, und man bräuchte selbstverständlich weniger Heizöl, wenn das Speisewasser mit 160 °C in den Kessel käme anstatt mit nur 100 °C. Höheren Wärmeverlust der Leitung könnte man durch entsprechend dickere Isolation zum Teil ausgleichen. – Hielte man das gesamte Kondensatnetz einschließlich Kesselspeisewassergefäß unter höherem Druck, so hätte man schließlich auch den Eintritt von Luft bzw. Sauerstoff in das System, zumindest während des Betriebs, verhindert.

Die Tatsache, dass trotz dieser verlockenden Vorteile mögliche geschlossene Kondensatanlagen in der Praxis nicht so oft anzutreffen sind, liegt darin, dass nur wenige Planer verstehen, solche Anlagen auszulegen. Die Druckverhältnisse in der Dampf- und Kondensatanlage, Einsatz der richtigen Geräte, die Verwendung von Pumpen mit entsprechenden Leistungsdaten und nicht zuletzt die Beachtung essentieller Montagehinweise sind sehr aufwändig. Bevor Sie sich daher zu einer geschlossenen Kondensatanlage entscheiden, empfehlen wir Ihnen dringend, mit Spirax Sarco-Fachleuten oder entsprechenden Experten Rücksprache zu halten.

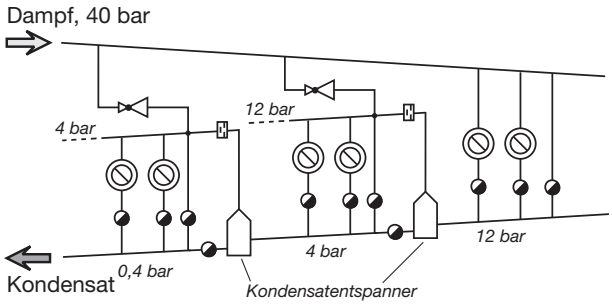
Am Ende der Kondensatleitung steht normalerweise ein Sammelgefäß, das entweder unter Atmosphärendruck oder wegen der thermischen Entgasungsanlage unter einem geringen Überdruck von 0,1 bis 0,2 bar steht. Damit das Kondensat überhaupt zum Sammelgefäß fließt, muss der Druck in der Kondensatleitung etwas höher liegen als der Druck im Sammelgefäß.

Nun ist es schon vorgekommen, dass eine großräumige Dampf- und Kondensatanlage mit einem Dampfüberdruck von 4 bar für einen Überdruck in der Kondensatleitung von 3,6 bar ausgelegt wurde. Dazu muss man „Viel Glück!“ wünschen, denn eine solche Planung grenzt an Lotteriespiel. Warum? Die Drücke in Rohrleitungen lassen sich nicht exakt berechnen, die Ergebnisse sind stets mit Fehlern behaftet. Dies trifft ganz besonders für Kondensatleitungen zu: die tatsächlich auftretenden Drücke weichen von den erwarteten stets mehr oder weniger stark ab – am meisten in großräumigen Anlagen bzw. langen Rohrleitungen.

Im genannten Planungsbeispiel muss man also erwarten, dass der Vordruck in der Dampfleitung an einigen Stellen nur z. B. p_e = 3,7 bar beträgt, während an einigen Stellen im Kondensatnetz anstatt der errechneten p_e = 3,6 bar sogar 3,9 bar nötig wären, um das Kondensat zurückzuführen. Spätestens der erste strengere Frost wird es an den Tag bringen: Die behinderten Leitungsteile frieren ein. Man kann also nur hoffen, dass so hohe Sicherheitszuschläge – hier treffender „Angstzuschläge“ genannt – gemacht wurden, dass die Anlage trotz(!) der Planung gut arbeitet.

Da die Dampf-Kondensat-Anlagen praktisch alle verschieden sind, kann man leider nicht sagen, dass 80 % Gegendruck in der Kondensatleitung Unfug sei, 40 % Gegendruck aber zulässig. Denn hoher Gegendruck wird dann unzulässig, wenn er die Entwässerung einzelner Wärmetauscher zeitweise oder immer behindert. Wann dieser Fall eintritt, lässt sich aber nicht genau vorhersagen, weil sowohl der Druck in der Dampfleitung als auch der Druck in der Kondensatleitung schwankt, je nach dem augenblicklichen Dampfverbrauch und je nachdem wie der Dampfverbrauch auf die einzelnen Wärmetauscher verteilt ist.

Je kleiner der Druck in der Kondensatleitung ist, desto besser (= höhere Leistung) und desto sicherer (= weniger Betriebsstörungen) „läuft“ die Anlage. Gegendrücke bis zu etwa ¼ oder u. U. $^1/_3$ des Vordrucks haben sich bei zweckentsprechender Auslegung des Rohrnetzes als annehmbar erwiesen; die Anlage ist dann „optimal“ ausgelegt: Mit möglichst geringen Anlagekosten werden gute Betriebsergebnisse erzielt.
So wird in großen Anlagen z. B. das Kondensat aus dem 40-bar-Netz über einen Kondensat-Entspanner in das 12-bar-Netz eingespeist, aus diesem über einen weiteren Entspanner in das 4-bar-Netz, aus dem es dann zum Kesselhaus zurückgebracht wird. Das folgende Bild zeigt eine derartige Anordnung.



Im kleineren Betrieb wird zur Ausnutzung der Nachverdampfung z. B. von 10 bar auf 0,5 bis 1,5 bar entspannt.

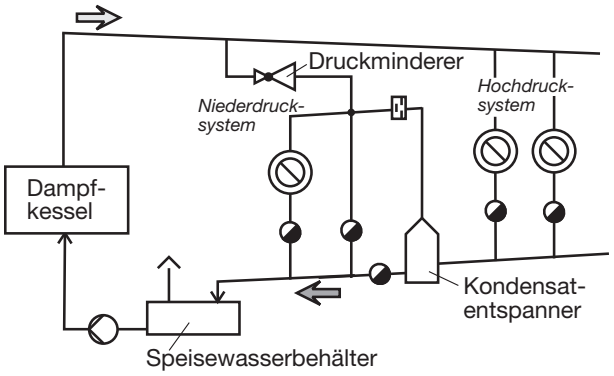
Bei der Auswahl der Kondensatableiter für solche mit Gegendruck arbeitenden Anlagen sind die Besonderheiten der verschiedenen Ableitersysteme zu beachten. Bei allen Ableitern sinkt die Leistung mit steigendem Gegendruck, unschwer zu erkennen anhand der Datenblätter in Anhang 7. Beim Kugelschwimmerableiter muss der Druckbereich nach dem höchsten Vordruck (nicht nach dem höchsten Differenzdruck) ausgewählt werden. Der thermodynamische Kondensatableiter ist unabhängig von Schwankungen des Vor- und Gegendrucks, solange der Gegendruck nicht ca. 80 % des Vordrucks überschreitet. Der Bimetall-Kondensatableiter hat zwar keine Grenze für den Gegendruck, doch ist seine Arbeitsweise so stark vom Gegendruck abhängig, dass er bei stärker schwankendem Druck in der Kondensatleitung nicht eingesetzt werden sollte. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass für die Betriebsweise mit Gegendruck am besten geeignet sind:

- der thermodynamische Kondensatableiter (unter Beachtung der 80-%-Grenze)
- der thermische Kapsel-Kondensatableiter
- der Kugelschwimmer-Kondensatableiter

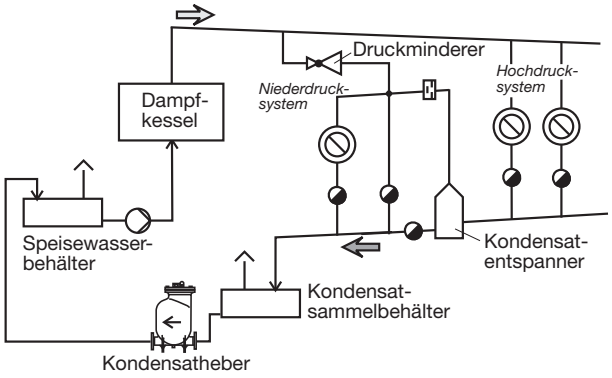
Für die Wahl der Ableitergröße ist die am Ableiter mindestens verfügbare Druckdifferenz zugrunde zu legen. Sie ergibt sich aus dem kleinsten Vordruck und dem höchsten Druck, der unmittelbar nach dem betreffenden Kondensatableiter zu erwarten ist, das ist der bekannte Druck am Ende der Kondensatleitung nebst einem Zuschlag für den Druckabfall in der Kondensatleitung. Wird die Kondensatleitung nach den Vorschlägen der folgenden Kapitel ausgelegt, dann beträgt dieser Zuschlag je nach Leitungslänge null bis einige Zehntel Atmosphären. Bei zu kleiner Kondensatleitung oder bei ungünstiger Leitungsführung kann der Gegendruck dagegen überraschend hoch werden – und solche Überraschung ist unangenehm.

8.3 Das Kondensatnetz

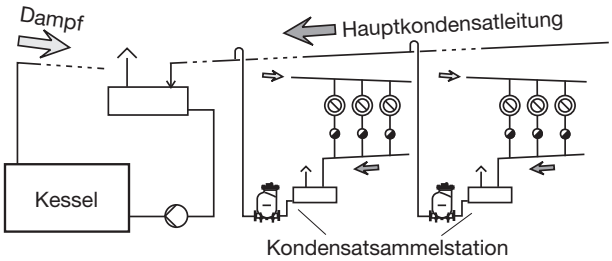
Wie sieht also das Kondensatnetz in der Praxis prinzipiell aus? Möglichst alles Kondensat wird gesammelt und zum Kesselhaus zurückgeführt. Besonders wirtschaftliche Lösungen ergeben sich, wenn Kondensat aus höheren Druckstufen in ein Niederdrucksystem eingespeist wird, wo die Nachverdampfung ausgenutzt wird. Zuletzt läuft das Kondensat durch Schwerkraft in den belüfteten Kesselspeisewasserbehälter, so dass das Kondensatnetz bei Außerbetriebnahme leerläuft. Vom Kesselspeisewassergefäß wird es über die Speisepumpe wieder in den Kessel gedrückt. (Von Einzelheiten wie etwa den grundsätzlich erforderlichen Sicherheitsventilen oder der Speisewasseraufbereitung ist in diesen Prinzipskizzen ebenso abgesehen wie von den Besonderheiten großräumiger Anlagen.)



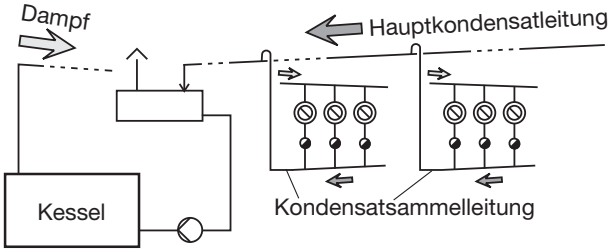
Häufig liegt das Kesselspeisewasser-Gefäß oberhalb der Kondensatsammelleitung, so dass ein Leerlaufen der Leitung durch Schwerkraft nicht möglich ist. Dann sieht man am Leitungsende ein kleines entlüftetes Sammelgefäß vor, zu dem das Kondensat durch Schwerkraft fließt und von dem aus es mit einem Kondensatheber in den Kesselspeisewasser-Behälter gefördert wird.



Aus etwas verzweigteren Anlagen kann man das Kondensat zurückführen, indem man es an verschiedenen Knotenpunkten sammelt und dort in die ausreichend bemessene Hauptkondensatleitung einspeist.



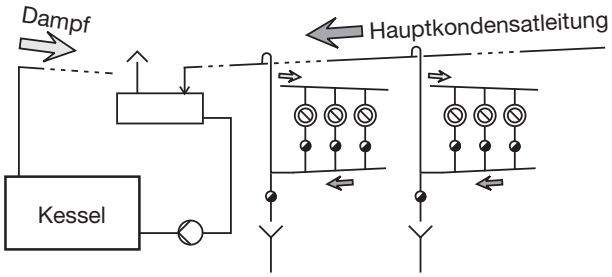
Ließe man hier die örtlichen Kondensat-Sammelstationen weg und führte das Kondensat direkt in die Hauptleitung, dann würde die Anlage zunächst einfacher und billiger; billiger auch deshalb, weil die Hauptleitung nun mit höherem Druck (z. B. 2 bar, wenn der niedrigste Dampfdruck 10 bar beträgt) gefahren werden könnte und dadurch ein kleinerer Leitungsquerschnitt möglich wäre.



Bei dieser Anordnung ist aber eine Entleerung der Wärmetauscher nach Außerbetriebnahme nicht mehr möglich, so dass, wie schon mehrfach erwähnt, neben der erhöhten Korrosionsgefahr das Anfahren der Anlage erschwert bzw. stark verzögert wird. Deshalb wird man eine derartige Anordnung vernünftigerweise nur dort anwenden, wo die Anlage viele Wochen ununterbrochen in Betrieb bleibt und für das Anfahren der Leitungen genügend Zeit und ausreichend Personal zur Verfügung steht.

Man kann allerdings auch ziemlich einfach eine automatische Entwässerung der Anlage nach der Außerbetriebnahme erreichen, wenn an den Tiefpunkten der örtlichen Sammelleitungen Stauer-Kondensatableiter angebracht werden, die auf eine Öffnungstemperatur von z. B. 40 °C eingestellt werden.

Während des Betriebs öffnen diese Ableiter gar nicht oder nur selten und dann nur kurzzeitig (dies hängt von den örtlichen Verhältnissen und der Montageweise ab); beim Abkühlen und Aufheizen der Anlage läuft das Kondensat ins Freie. Derartige automatische Entleerung oder die Entwässerung von Hand ist dort unerlässlich, wo Einfriergefahr besteht.



Zu klein ausgelegte Kondensatleitungen erzeugen nicht nur einen hohen Gegendruck am Kondensatableiter und behindern dadurch die Entwässerung einzelner Wärmetauscher (Kapitel 6), sondern führen wegen der auftretenden hohen Strömungsgeschwindigkeiten auch zu einer schnellen Zerstörung des Kondensatnetzes. Deshalb ist das folgende Kapitel besonders wichtig.

8.4 Bemessung von Kondensatleitungen

Weil hierbei so oft schwerwiegende Fehler gemacht werden, wollen wir uns einen ganz „normalen" Fall etwas genauer ansehen:

Eine kleine Dampfanlage wird mit p_e = 10 bar betrieben. Die Wärmetauscher werden gut entwässert, d. h. das Kondensat fällt mit geringer Unterkühlung an und läuft durch eine nur etwa 20 m lange Kondensatleitung zurück zu einem entlüfteten Sammelgefäß. Der Dampfverbrauch und demgemäß der Kondensatanfall beträgt 600 kg/h. Für die Dampfleitung wird die Nennweite 40 gewählt, so dass die Dampfgeschwindigkeit etwa 25 m/s beträgt (siehe Diagramm Kapitel 4.3).

Für die Kondensatleitung wird häufig mangels anderer Unterlagen die Überlegung angestellt, dass der Dampf ja kondensiert und das Kondensat ein sehr viel kleineres Volumen als der Dampf hat. Eine Kondensatleitung, die zwei Nennweiten kleiner ist als die Dampfleitung, müsste deshalb völlig ausreichen (steht der ganze Querschnitt dieser Leitung einer Wassermenge von 600 kg/h zur Verfügung, dann entsteht nur eine Strömungsgeschwindigkeit von rd. 0,3 m/s). Es wird deshalb eine Kondensatleitung DN 25 verlegt.

Was geschieht im Dauerbetrieb? Gegen das Ende der Kondensatleitung hat das Kondensat einen Überdruck von etwa 0 bar, da die Kondensatleitung ja in das entlüftete Sammelgefäß mündet. Da das Kondensat bei einer Sattdampftemperatur von 184 °C, aber mit z. B. etwa 175 °C aus dem Wärmetauscher herauskommt und bis zum Ende der Kondensatleitung verhältnismäßig wenig Wärme verliert, ist damit zu rechnen, dass nicht weniger als 13 % des anfallenden Kondensats in der Kondensatleitung wieder verdampfen (Kapitel 9.2 geht darauf näher ein).

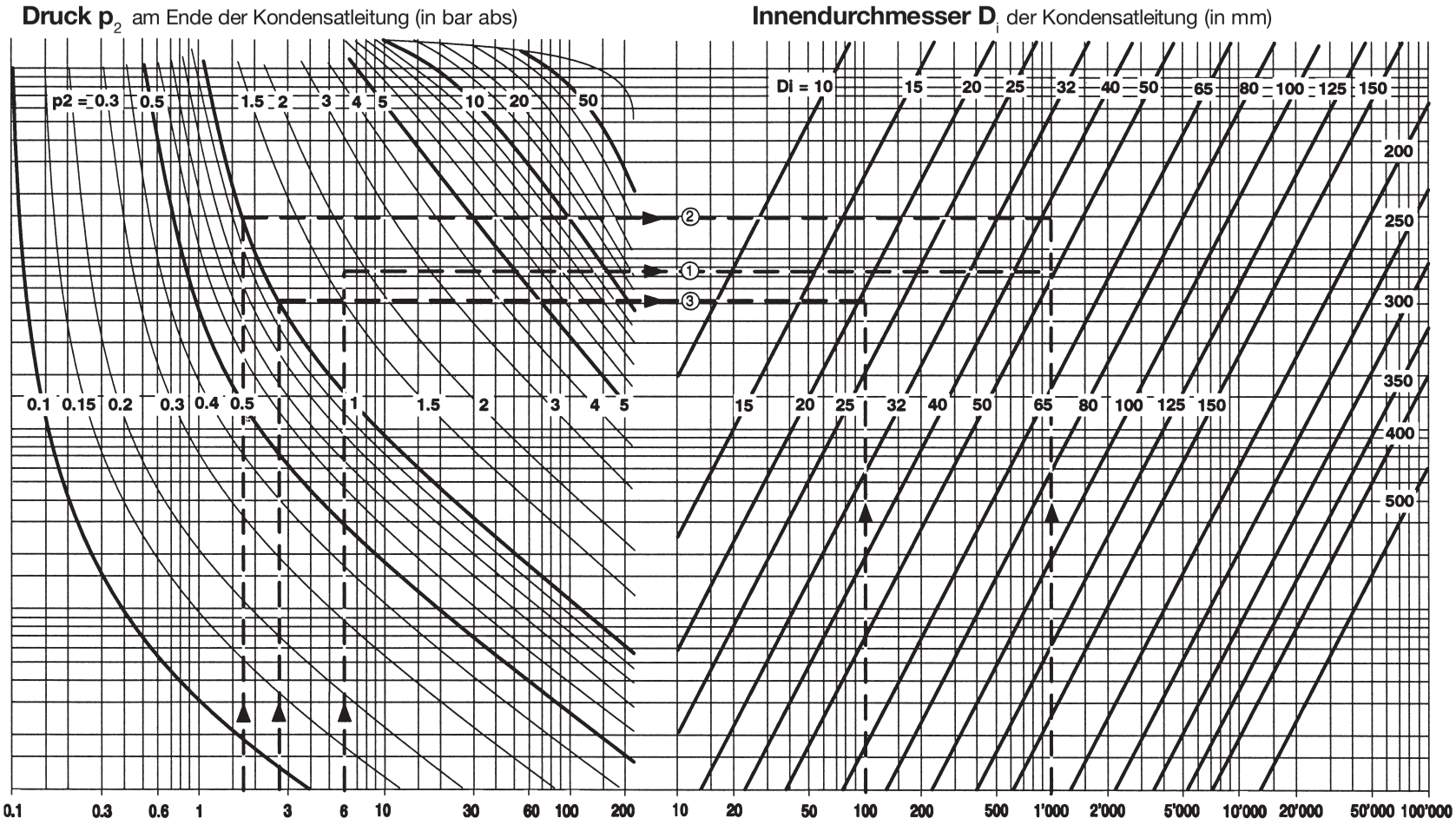
Die Kondensatleitung hat gegen das Ende der Leitung etwa 600 · 0,87 = 520 kg Kondensat und etwa 600 · 0,13 = 80 kg Dampf von p_e = 0 bar zu fördern. Das ist aber nur möglich, wenn die Dampfgeschwindigkeit über 60 m/s beträgt (siehe Berechnungsblatt „Strömungsgeschwindigkeit in Dampfleitungen" Kapitel 4; der „Rohrdurchmesser" der Leitung DN 25 beträgt je nach Rohrsorte 25 bis 28,5 mm). Deshalb wird der Druck am Anfang der Kondensatleitung so lange ansteigen, bis die Geschwindigkeit am Ende der Leitung, wo ja annähernd Atmosphärendruck herrscht, auf mehr als 60 m/s angewachsen ist, weil dann erst Zustrom und Abfluss (gewichtsmäßig) gleich groß sind.

Erinnern Sie sich noch an die Hinweise für die Auslegung von Dampfleitungen (Kapitel 4)? In kurzen Sattdampfleitungen darf die Geschwindigkeit etwa 25 m/s betragen, und nur bei Heißdampfleitungen lässt man bis zu 60 m/s zu. Die Kondensatleitung unseres Beispiels ist aber keine Heißdampfleitung, sondern eben eine Sattdampfleitung mit besonders viel Kondensat. Da zumindest ein Teil dieses Kondensats mit mehr als 200 km/h durch die zu knapp ausgelegte Leitung schießt, braucht man sich nicht zu wundern, wenn an Leitung, Rohrformteilen und Armaturen nach unerwartet kurzer Zeit Erosionserscheinungen auftreten, d. h. Materialabtragungen durch die „Sandstrahlwirkung" der mit Wassertröpfchen durchsetzten Dampfströmung. Es liegt tatsächlich ein fürchterlicher „Sturm im Wasserglas" vor, der in diesem Fall sehr ernst zu nehmen ist: Die Kondensatleitung muss einen größeren Querschnitt bekommen. Welche Größe zweckmäßig ist, soll im folgenden gezeigt werden. Außerdem verwertet man, wenn irgend möglich, den Nachdampf nutzbringend; davon handelt das nächste Kapitel.

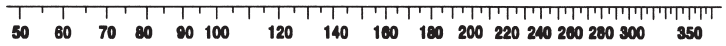
Abschließend wäre zu diesem Beispiel nochmals zu erwähnen, dass der Druck am Anfang der Kondensatleitung ansteigt. An den Wärmetauschern entsteht ein Gegendruck, der u. U. zu Entwässerungsschwierigkeiten führt. Umgekehrt zeigt dieses Beispiel, dass dort, wo ein größerer Druckabfall in der Kondensatleitung von vornherein einkalkuliert wird, auch die entstehende Strömungsgeschwindigkeit überprüft werden sollte. Ein Autofahrer wird sich bei einem Unfall kaum auf das Vorfahrtsrecht berufen können, wenn er in der Stadt mit 100 km/h über die Kreuzung gebraust ist.

Es wurde bereits gesagt, dass die genaue Berechnung einer Kondensatleitung nicht möglich ist. Beim Durchströmen des Kondensatableiters und danach in der Kondensatleitung sinkt der Druck des heißen Kondensats; dadurch verdampft ein Teil des Kondensats, so dass nun das zu tranportierende Volumen größer wird (weil der Dampf ja viel mehr Raum benötigt als die gleiche Gewichtsmenge Wasser). Anderseits kondensiert durch den Wärmeverlust der Leitung ein Teil des Nachdampfes. Der Zustand (Druck, Temperatur und Volumen) an einer Stelle der Kondensatleitung hängt also von der Isolation und Oberflächenrauhigkeit und natürlich vom Durchmesser der Leitung einerseits sowie von den Drücken am Anfang und Ende der Kondensatleitung, von der Anfangstemperatur und selbstverständlich von der Menge des durchfließenden Kondensats ab – außerdem noch von Druck und Temperatur des Kondensats vor dem Kondensatableiter.

Diese vielfältigen Zusammenhänge machen eine genaue Berechnung von Kondensatleitungen unmöglich. Zwar gibt es Näherungsverfahren, doch liefern sie nur Anhaltswerte, weil die für eine allgemeingültige Anwendungsmöglichkeit erfor-



Druck des Siedekonsensates vor der Entspannung (in bar abs)



Temperatur des Kondensates vor der Entspannung °C

Kondensatdurchfluss (in kg/h)

In der obigen Graphik ist der tatsächliche Innendurchmesser D_i der Rohrleitung in Millimeter anzuwenden (die Nennweite DN stimmt nur angenähert mit diesem Wert überein).

Bedingungen

a) Der Entspannungsdampf strömt am Leitungsende mit etwa 10 bis 30 m/sec (je nach Nennweite).
b) Der Druckabfall in Kondensatleitungen bis etwa 100 bis 150 m Länge liegt unter ca. 0,3 bar.
c) Das obere Ende der Kurven „Druck am Ende...“ und „Innendurchmesser...“ gilt für ganz mit Wasser gefüllte Leitungen, also besonders für den erhöhten Kondensatanfall beim Anfahren der Anlage oder für eine Kondensattemperatur unter 100 °C. Die im oberen Endpunkt der Geraden D_i angegebene Kondensatmenge strömt dann mit einem Druckabfall von 1 mbar/m (10mm WS/m) durch die Leitung.
d) Kondensatunterkühlung oder Wärmeverlust der Kondensatleitung wird berücksichtigt, indem man von entsprechend niedriger „Temperatur des Kondensats vor der Entspannung“ ausgeht.

derlichen Messungen wegen des großen Umfangs, den sie haben müssten, noch nicht durchgeführt wurden.

Beschränken wir uns jedoch auf kürzere Leitungen, d. h. Längen von nicht mehr als 100 bis 150 m, dann wird das Problem mit einiger Zuverlässigkeit lösbar: Ähnlich wie bei der Auslegung von kürzeren Dampfleitungen wird der Druckverlust vernachlässigt und der Querschnitt der Kondensatleitung so gewählt, dass die Geschwindigkeit des Nachdampf-Kondensat-Gemischs am Ende der Kondensatleitung unter 10 bis 30 m/s bleibt. Diese Berechnung ist allerdings nicht ganz so einfach wie es scheint, weil die Geschwindigkeit des Kondensats oder der sogenannte „Dampfschlupf" und damit auch der für den Nachdampf verfügbare Anteil des Rohrquerschnitts zunächst unbekannt ist. Vorliegende experimentelle Untersuchungen erlauben jedoch die Berechnung mit zufriedenstellender Genauigkeit.

Zur Kontrolle, dass der Druckabfall tatsächlich unter einer bestimmten Grenze liegt, dient das beste, derzeit bekannte Näherungsverfahren zur Berechnung des Druckabfalls (Korrelation von Lockhart und Martinelli 1949). Auch dieses Verfahren ist mit einer beträchtlichen Ungenauigkeit behaftet, die hier jedoch nicht ins Gewicht fällt, weil der Druckabfall ja dann doch vernachlässigt wird.

Bei sehr kleiner oder verschwindender Nachverdampfung, d. h. bei wassergefüllter Leitung, muss die Strömungsgeschwindigkeit allerdings wesentlich kleiner sein, weil sonst ein viel zu hoher Druckabfall auftritt. Für diesen Grenzfall der Wasserleitung kann man aber den Druckabfall ziemlich genau berechnen. Es erscheint zweckmäßig, die Kondensatleitung für diesen Betriebszustand so auszulegen, dass der Druckabfall etwa 0,1 bar je 100 m Leitungslänge beträgt. Verschwindende Nachverdampfung tritt nämlich besonders beim Anfahren und Abstellen der Anlage auf. Dann sollte das Kondensat allein durch eine Neigung der Leitung von 1:100 ohne zusätzliche Druckdifferenz ablaufen; das wird durch die Auslegung für 0,1 bar oder ca. 1 mWS pro 100 m Leitungslänge erreicht. Außerdem liegt bei diesem Druckabfall die Strömungsgeschwindigkeit in dem für Wasser üblichen Bereich.

Erschrecken Sie bitte nicht: Wir haben Ihnen die unangenehme Arbeit des (richtigen) Rechnens abgenommen. Anhand des vorstehenden „Auslegungsdiagramms für Kondensatleitungen" (8.4.1) können Sie sekundenschnell und ohne jede Rechnung die erforderliche Größe einer Kondensatleitung bestimmen.

Zu klein ausgelegte Kondensatleitungen sind eine der häufigsten Ursachen von Betriebsschwierigkeiten an Dampf-Kondensat-Anlagen. Und viele Kondensatleitungen müssen erneuert werden, weil sie durch zu kleinen Querschnitt vorzeitig zerstört werden. Allzu großzügig bemessene Leitungsquerschnitte kosten aber unnötig viel Geld. Das Diagramm wurde nach den erläuterten Gesichtspunkten errechnet und fasst verschiedene, bisher gebräuchliche Methoden zusammen; es vereinigt so deren Vorzüge, vermeidet aber ihre Grenzen oder Nachteile.

Anwendungsbeispiele sind auf dem Diagramm zu finden. Wird die Kondensatleitung nach diesem Verfahren für den Kondensatanfall im Dauerbetrieb ausgelegt, dann ist die Kondensatleitung in der Mehrzahl der Fälle auch für den erhöhten Kondensatanfall während des Aufheizens groß genug.

Ist in einem bestimmten Fall für die Aufheizzeit ein besonders hoher Kondensatanfall zu erwarten (siehe Beispiele in Kapitel 7.4.7), dann empfiehlt sich eine Nachprüfung. Dazu dienen die oberen Endpunkte der Kondensatleitungskurven des Diagramms. Diese Endpunkte geben den zulässigen Kondensatanfall an, wenn zum Abführen des Kondensats lediglich eine Rohrneigung von 1:100, keine anderen Druckgefälle zur Verfügung stehen, wie das beim Anfahren der Anlage der Fall sein kann.

Beispiel:

In einem Betrieb fallen aus dem 10-bar-Dampfnetz (= 11 bar) im Dauerbetrieb 1000 kg/h Kondensat an. Der Druck am Leitungsende beträgt p_e = 0,5 bar (= 1,5 bar). Während der Aufheizzeit beträgt der Kondensatanfall jedoch etwa das 10fache, d. h. 10 000 kg/h, und es steht zum Abführen dieses Kondensats nur das Rohrgefälle von 1:100 zur Verfügung. Wie groß ist die Kondensatleitung zu wählen?

Für den Dauerbetrieb genügt lt. Diagramm eine Leitung DN 65. Da diese Leitung einen Innendurchmesser von d_i = 70 mm hat, geht man vom oberen Endpunkt der Linie d_i = 65 etwas nach rechts (etwa $^1/_3$ des Abstands bis zum Endpunkt der Linie d_i = 80) und erhält so die Kaltwasserleistung der Leitung DN 65 zu etwa 11 500 kg/h. Sie reicht also auch noch für diesen ungewöhnlich hohen Kondensatanfall beim Aufheizen aus.

Um die Kondensatleitung nicht unnötig groß, d. h. unnötig teuer werden zu lassen, sollte man eine etwa vorhandene Kondensatunterkühlung berücksichtigen – ebenso den Wärmeverlust der Kondensatleitung, wenn er beträchtlich ist.

Ein Beispiel: Fallen aus einer Begleitheizung 120 kg/h Kondensat aus einem 6-bar-Netz (158 °C) mit einer Unterkühlung von 30 K an, so ist von der Kondensattemperatur 128 °C auszugehen und eine Leitung DN 20 zu wählen.

Würde in diesem Beispiel die Unterkühlung nicht beachtet, so müsste die Leitung eine Nennweite größer ausgelegt werden.

Der „Druck am Ende der Kondensatleitung" ergibt sich aus der Ausführung des Rohrnetzes: Mündet die Kondensatleitung in ein belüftetes Sammelgefäß oder ins Freie, so ist der Enddruck 1 bar. Mündet die Leitung in ein Gefäß oder Leitungssystem, das unter dem Druck p steht, dann ist dieser Druck der „Druck am Ende der Kondensatleitung". Gleichzeitig ist p aber auch angenähert der an der Austrittsseite der Kondensatableiter herrschende Druck, weil der Druckabfall in der Kondensatleitung bei dieser Methode ja vernachlässigt werden kann.

Führt eine Kondensatleitung z. B. Kondensat aus einem Dampfnetz von p_e = 12 bar ab und mündet sie in einen Kondensatentspanner, der auf einem Druck von p_e = 1,5 bar gehalten wird, dann ist der „Druck vor dem Kondensatableiter" 13 bar, der „Druck am Ende der Kondensatleitung" 2,5 bar; da bei der Anwendung dieses Diagrammes der Druckabfall in der nicht allzu langen Kondensatleitung klein ist, herrscht in diesem Beispiel unmittelbar nach dem Kondensatableiter ein Druck von etwa 2,5 bar und der Kondensatableiter kann für eine Druckdifferenz von 13 – 2,5 = 10,5 bar ausgelegt werden.

Je Meter Förderhöhe einer nach oben verlaufenden Kondensatleitung sollte übrigens ein Gegendruck von 0,15 bar angenommen werden (Kap. 7.4.4).

Grundsätzlich gilt: eine Kondensatleitung ohne Gegendruck ist sehr selten. Gehen Sie in der Praxis von mindestens 0,5–1 bar aus, *zuzüglich* dem Gegendruck durch die Förderhöhe.

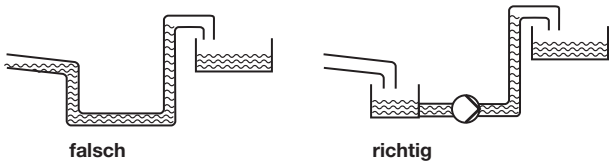
8.5 Verlegung von Kondensatleitungen

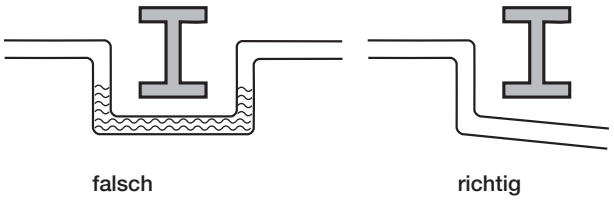
Bei der Wahl des Rohrmaterials wird man sich nach DIN 2401 richten (siehe Anhang 2). Danach können Rohre aus St 00, „Rohre in Handelsgüte", bis zu einem Druck von p_e = 10 bar verwendet werden; bei höheren Drücken (und häufig auch darunter) wird man Rohre mit Gütevorschriften aus St 35.8, nahtlose Rohre, oder aus St 37.2, geschweißte Rohre, verwenden.

Wichtigster Grundsatz für die Verlegung von Kondensatleitungen: Kondensatleitungen sollen bei der Stillegung der Anlage leerlaufen.

Die Gründe hierfür wurden ja schon wiederholt genannt: Wassersäcke führen zu Wasserschlägen, Korrosion, verzögertem Anfahren, Frostschäden. Die Anfahrentlüftung (vgl. Kapitel 4.10) wird bei ansteigender und deshalb wassergefüllter Kondensatleitung besonders erschwert, weil in diesem Betriebszustand die Drücke noch klein sind, so dass sich das Kondensat bis weit in den Wärmetauscher hinein staut. Deshalb hatte man früher ja die sogenannte Anfahrentwässerung: Während des Anfahrens wurde Luft und Kondensat durch ein handbetätigtes Ventil ins Freie abgelassen. Da solche Vorrichtungen dauernde menschliche Aufmerksamkeit verlangen (öffnen, rechtzeitig schließen, nachsehen ob das Ventil auch wirklich geschlossen ist und dicht schließt), auch wegen der auftretenden Dampf- und Kondensatverluste, vermeidet man dieses Verfahren heute. Aber die Naturgesetze haben sich seitdem nicht geändert: Gegendruck und eine wassergefüllte Leitung verzögern den Anfahrvorgang.

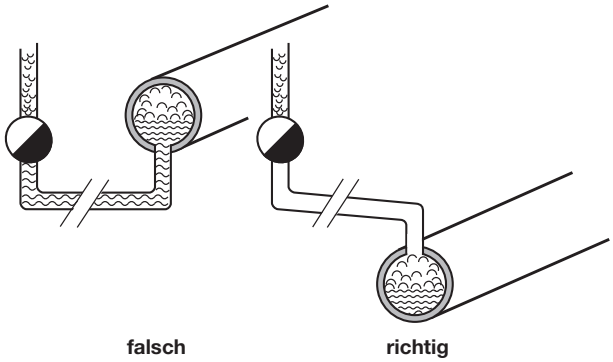
Man verlegt deshalb die Leitungen nach Möglichkeit mit einem Gefälle von 1:100 in Strömungsrichtung, d. h. je Meter Länge fällt die Rohrleitung um etwa 1 cm oder je 100 m Länge um etwa 1 m.



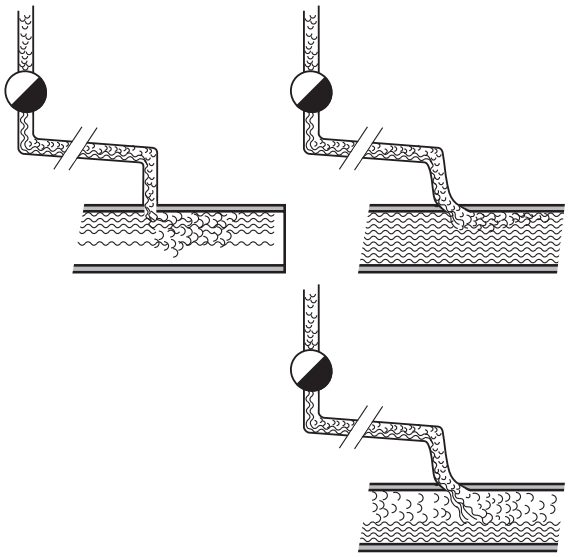


Damit die Leitung wirklich leerlaufen kann, muss das Gefälle durchgehend, ohne Unterbrechungen, vorhanden sein. Denn das schönste Gefälle wird durch einen nachfolgenden Anstieg zunichte gemacht.

Aus den gleichen Gründen sollten die Zuleitungen von oben, nicht von unten in die Kondensatleitungen einmünden:



Werden die Zuleitungen in Strömungsrichtung angeschuht, so wird die Gefahr von Wasserschlägen weiter herabgesetzt:



Bitte halten sie sich bei der Planung und Verlegung einer Kondensatleitung immer vor Augen, dass eine heiße Kondensatleitung eine Dampfleitung mit besonders hohem Wassergehalt ist. Dann werden Sie die hier gezeigten ungünstigen Anordnungen von selbst vermeiden, denn Sie werden leicht erkennen, dass bei den ungünstigen Anordnungen das gestaute Kondensat das Abströmen des Nachdampfes stark behindert.

Wo Dampfleitung und Kondensatrückleitung parallel verlaufen, müssen beide mit einigem Abstand voneinander verlegt werden. Wenn nämlich beide Leitungen dicht beieinanderliegen und womöglich noch von einer gemeinsamen Isolation umgeben sind, entzieht das Kondensat dem Frischdampf Wärmeenergie (1. Nachteil: erhöhter Dampfbedarf) – erzeugt so einen ungünstig hohen Kondensatanfall in der Dampfleitung (2. Nachteil: erhöhter Verschleiß und schlechtere Regelung) – durch die Wärmezufuhr zum Kondensat wird die Nachverdampfung erhöht (3. Nachteil: erhöhter Gegendruck und erhöhter Verschleiß) – und damit steigen auch die Wärmeverluste (4. Nachteil). Insgesamt also eine kostspielige Anhäufung von Nachteilen.

8.6 Wie kann das Kondensat angehoben werden?

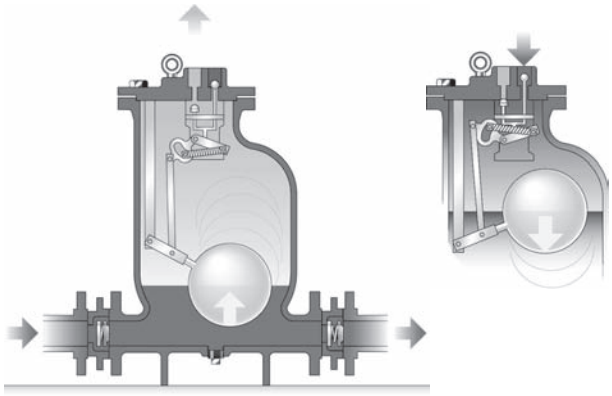
Häufig ist es nicht möglich, oder es wäre zumindest sehr aufwendig, für alle Kondensatwege ein durchgehendes Gefälle bereitzustellen. In solcher Lage empfiehlt es sich, das Kondensat zunächst anzuheben, die Kondensathauptleitung aber mit Gefälle zum Endpunkt zu verlegen. Nun läuft wenigstens die Hauptleitung nach der Außerbetriebnahme der Anlage leer, während des Betriebs ermöglicht sie die ungefährliche Kondensateinspeisung. Durch das Anheben des Kondensats nach dem Wärmetauscher ergibt sich natürlich ein Gegendruck, der nach Kapitel 7.4.4 etwa 0,15 bar je Meter Förderhöhe beträgt, *zuzüglich* dem Druck in der Kondensatleitung.

Für das Anfahren und den Betrieb der Anlage ist es deshalb günstiger, wenn die Wärmetauscher restlos entwässert werden. Dies wird dadurch erreicht, dass das Kondensat mehrerer Wärmetauscher (Anzahl je nach Kondensatmenge und räumlichen Bedingungen) gesammelt und durch einen Kondensatheber oder eine Kondensatrückspeiseanlage in die Sammelleitung befördert wird.

Bei dem „Kondensatheber“ handelt es sich um ein dampfbetriebenes Gerät, das das Kondensat aus dem drucklosen Sammelgefäß in die Kondensathauptleitung fördert: Ein sich hebender Schwimmermechanismus schließt ein Belüftungsventil und öffnet ein Dampfeinlassventil. Frischdampf, alternativ auch Druckluft, drückt das Kondensat aus dem Kondensatheber. Die Strömungsrichtung ist dabei durch zwei Rückschlagventile vorgegeben.

Das anfallende Kondensat wird jederzeit restlos aus der Kondensatleitung entfernt, so dass die Nachteile einer ansteigenden wassergefüllten und unter Gegendruck stehenden Kondensatleitung nicht auftreten. Da als Hilfsenergie der ohnehin vorhandene Dampf Verwendung findet und weil diese Einrichtung völlig selbsttätig und wartungsfrei arbeitet, ist sie bei den Praktikern sehr beliebt.

Wird dieser Kondensatheber mit einem Hubzähler versehen, so besteht die Möglichkeit, den Kondensatdurchfluss und damit den Dampfverbrauch der vorgeschalteten Wärmetauscher zu messen.
Bei der Montage eines Kondensathebers ist unbedingt der zyklische Betrieb (Puffervolumen!) und die Mindestzulaufhöhe zu beachten.



Lässt sich bei längeren Kondensatleitungen ein Leitungsanstieg nicht vermeiden, dann ist es im allgemeinen günstiger, wenn das Kondensat zuerst angehoben wird und danach mit Gefälle weiterläuft, anstatt umgekehrt:

Denn je länger der wassergefüllte Leitungsteil ist, desto größer wird zumindest der dynamische, d. h. der bei Veränderungen der Durchflussmenge auftretende Gegendruck am Wärmetauscher, weil bei größerer Leitungslänge mehr Wasser beschleunigt werden muss.

Wenn möglich, wird der Kondensatableiter unter dem Wärmetauscher montiert. Für den Fall, dass der Ableiter nur oberhalb des Wärmetauschers angebracht werden kann, gibt Kapitel 7.6 Montagehinweise. Steigt die Kondensatleitung an, dann strömt Kondensat in den Wärmetauscher zurück, wenn der Druck im Wärmetauscher unter den Druck in der Kondensatleitung sinkt, also bei Außerbetriebnahme des Wärmetauschers oder bei betriebsbedingten Druckschwankungen, wie sie z. B. bei dampfseitig temperaturgeregelten Wärmetauschern auftreten. Das sollte nach Möglichkeit verhindert werden. Manche Kondensatableiter, beispielsweise

der thermodynamische und der Bimetallableiter, tun auch dies: sie wirken als Rückflusssperre.

Kann der Kondensatableiter aber den Rückfluss nicht verhindern, wie z. B. der Kugelschwimmerableiter, dann empfiehlt es sich, bei ansteigender Kondensatleitung ein Rückschlagventil nach dem Kondensatableiter einzubauen. Dadurch wird das Vollaufen des Wärmetauschers während kürzerer Stillstandzeiten oder während des Betriebs von temperaturgeregelten Anlagen verhindert.

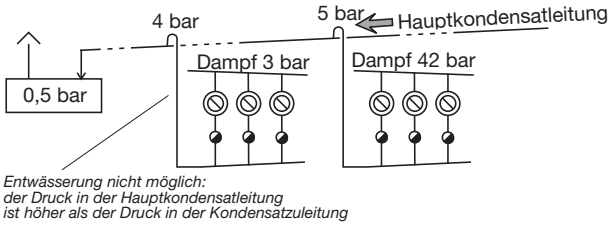
Gegen die unerwünschte Kondensatansammlung im Wärmetauscher bei längerer Außerbetriebnahme ist diese Maßnahme aber ungenügend, weil die Rückschlagventile nach einiger Betriebszeit nicht mehr so dicht schließen, dass sie einen Rückfluss völlig verhindern. Es muss nochmals gesagt werden, dass die Vorgänge in einer Kondensatleitung sich einer exakten Berechnung noch weitgehend entziehen. Von den wenigen vorliegenden Untersuchungen – z. B. darüber, ob Dampf und Flüssigkeit als Gemisch strömen oder ob sie sich trennen und in welcher Form und unter welchen Bedingungen – kann man daher nicht mit Sicherheit auf einen konkreten Fall der Praxis schließen. Dennoch erscheinen die vorangegangenen Montagehinweise berechtigt, denn sie entspringen dem täglichen Umgang mit Dampf-Kondensat-Anlagen und sind aufgrund langjähriger Erfahrungen unter den verschiedensten Betriebsbedingungen zusammengestellt. Zusammenfassend kann man sagen: Je ungehinderter der Nachdampf in der Kondensatleitung abströmen kann und je vollständiger das Kondensat durch natürliches Leitungsgefälle (d. h. durch Schwerkraft) abfließt, desto betriebssicherer arbeitet die Anlage.

8.7 Kondensat aus verschiedenen Druckstufen

Dampfschlag (Implosionen) treten auf, wenn Dampf auf Kondensat von erheblich niedrigerer Temperatur trifft. Die gleichen Verhältnisse liegen vor, wenn heißes Kondensat mit Nachdampf in eine Kondensatsammelleitung eintritt, die schon abgekühltes Kondensat führt – oder wenn Siedekondensat aus einer hohen Druckstufe mit Kondensat aus einer niedrigen Druckstufe zusammengebracht wird. In solchen Fällen führt die intensive Vermischung des heißen Nachdampfs mit dem kälteren Kondensat zu sehr rascher Kondensation des Dampfes; es entsteht ein örtlicher Unterdruck, in den das umgebende Wasser hineinschießt und beim Aufeinanderprallen eine Druckwelle erzeugt, den Dampfschlag.

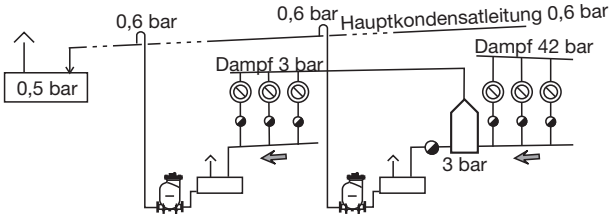
Auch diese Gefahr ist geringer, wenn die Leitungen derart mit Gefälle verlegt werden, dass das Kondensat frei abläuft, denn dann ist die Leitung nur teilweise wassergefüllt und die Druckwellen verpuffen rasch oder entstehen erst gar nicht. Ein zusätzliches Hilfsmittel ist der Einsatz eines Diffusors.

Noch eine weitere Erscheinung sollte nicht unterschätzt werden: Wird beispielsweise Kondensat aus einem p_e = 42-bar-Netz in eine Kondensatleitung eingeführt, die unter einem Druck von z. B. p_e = 0,5 bar steht, dann ist die Nachverdampfung natürlich sehr viel stärker (nämlich mehr als 25 %) als wenn Kondensat aus einem 3-bar-Netz in die gleiche Kondensatleitung von 0,5 bar geführt wird (etwa 6 % Nachverdampfung). Es kann deshalb besonders in einer größeren Anlage der Fall eintreten, dass das Kondensat aus dem 42 bar-Netz – genauer gesagt: sein Nachdampf – zu einem örtlichen Druckanstieg in der Kondensatleitung auf mehr als 3 bar führt. Dann ist die Kondensatabführung aus den Wärmetauschern des 3-bar-Netzes natürlich unmöglich, und diese Wärmetauscher treten in den Streik.



Entwässerung nicht möglich:
der Druck in der Hauptkondensatleitung
ist höher als der Druck in der Kondensatzuleitung

Unglücklicherweise trat ein solcher Fall in einer größeren Freianlage bei starkem Frost ein, so dass in kürzester Zeit ein ganzes Leitungsnetz eingefroren war und zerstört wurde. – Versuchen wir, aus solchen Fehlern zu lernen: Kondensat aus stark verschiedenen Druckstufen soll erst nach vorheriger Entspannung des heißen Kondensats zusammengeführt werden. Die folgende Abbildung zeigt eine Ausführung, die nicht zu Überraschungen führt, wenn die Hauptkondensatleitung groß genug gewählt wird. Diese Anlage verwirklicht die Vorschläge zu Anfang dieses Kapitels.



8.8 Vorsicht: Frost

Eine Anlage ist nur frostsicher, wenn jede Einzelheit frostsicher geplant, ausgeführt und betrieben wird. Läuft das Kondensat aus einem Wärmetauscher, der mit allem Drum und Dran als „frostsicher" bezeichnet wird, in eine lange, dünne, nicht isolierte Kondensatleitung, dann wird diese Leitung bei stärkerem Frost mit großer Wahrscheinlichkeit vom Ende her zufrieren. Deshalb darf man, streng genommen, nicht von frostsicheren Apparaten oder Geräten, sondern nur von frostsicheren Anlagen sprechen. Will man zum Ausdruck bringen, dass ein Gerät selbst dann nicht beschädigt wird, wenn es, mit Wasser gefüllt, einfriert, dann sagt man gewöhnlich, es ist „zerfriersicher".

Gegen Wärmeverlust und Kälte hilft bekanntlich die Isolation. Solange eine Dampf-Kondensat-Anlage in Betrieb ist, lässt sich deshalb das Einfrieren von Anlagenteilen durch ausreichende Isolation verhindern. Da die Wärmeverluste durch die Isolation stark herabgesetzt werden, kann eine wassergefüllte Leitung sogar nicht zu lange dauernde Stillstandzeiten überstehen, ohne restlos zuzufrieren.

Unsere zweite Feststellung lautet also: Das Einfrieren während Stillstandzeiten in der Größenordnung von 20 bis 100 Stunden kann durch geeignete Isolation verhindert werden. Es hängt dabei von den jeweiligen Umständen ab (Außentemperatur, Anfangstemperatur der Leitung usw.), wie die Isolation beschaffen sein muss und welche Stillstandzeit höchstens zulässig ist. Die Spezialfirmen für Isoliertechnik unterbreiten für den Einzelfall geeignete Vorschläge.

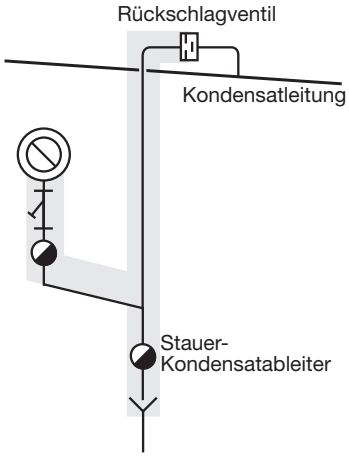
Die eigentliche Schwierigkeit beginnt, wenn die Anlage oder Teile davon längere Zeit, d. h. länger als 2 bis 4 Tage, stillgesetzt werden. Denn auch die beste Isolation kann Wärmeverluste nicht restlos verhindern. Auch in der Thermosflasche wird der Kaffe schließlich kalt.

Frostsicherheit bei Stillsetzung der Anlage setzt deshalb voraus, dass das Wasser – hier also das Kondensat aus Dampfleitungen, Wärmetauschern und Kondensatleitungen – aus den Leitungen ablaufen kann. Dabei dürfen auch solche Anlagenteile nicht zufrieren, die selbst zerfriersicher sind, also durch Eisbildung im Innern nicht beschädigt würden. Denn wenn sich irgendwo ein Eispfropfen bildet, dann ist der Durchfluss blockiert, und die betreffende Leitung kann nicht mehr in Betrieb genommen werden, solange der Frost andauert (oder bis die Leitung aufgetaut wird).

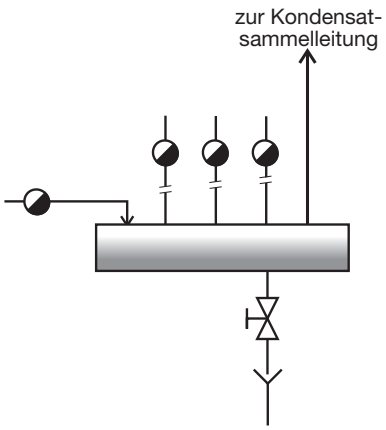
Deshalb ist es wichtig, zur Frostsicherheit folgende Punkte zu beachten:

- Alle Tiefpunkte sind restlos zu entwässern.
- Alle Apparate und Armaturen müssen leerlaufen können (zumindest so weit, dass eine Durchflussöffnung verbleibt).
- Die Kondensatleitungen sind möglichst kurz und groß auszulegen, mit starkem Gefälle zu versehen (nicht weniger als 1:100) und bis zum Ende gut zu isolieren. Das starke Gefälle ist erforderlich, um auch kleinere Wassersäcke zu vermeiden, die durch das Durchhängen der Rohre zwischen den Halterungen bedingt sein könnten.
- Alle Dampfabsperrarmaturen müssen völlig dicht schließen.

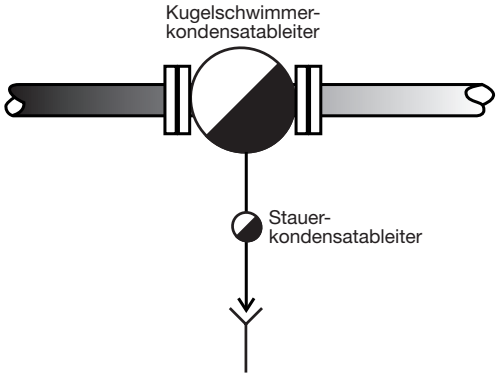
Der letzte der oben genannten Hinweise bedarf vielleicht noch der Erläuterung: Strömt eine verhältnismäßig geringe Dampfmenge in eine stillgesetzte und ausgekühlte Anlage, dann wird der Dampf sehr rasch kondensiert und das Kondensat wird gefrieren, ehe es zum Entwässerungspunkt gelangt (außer wenn die Leitungen extrem kurz sind). Auf diese Weise kann auch eine im übrigen frostsicher ausgeführte Anlage zufrieren. Deshalb muss man bei der Außerbetriebnahme sicherstellen, dass kein Dampf unbeabsichtigt in das Leitungsnetz eindringt. Dies lässt sich z. B. dadurch erreichen, dass man nach dem Absperrschieber ein Trennstück aus der Dampfleitung herausnimmt.Der Frost bedroht vor allem die Außenanlagen, die meist aber von größerer Ausdehnung sind und deshalb oft auch beim besten Willen nicht mit einem durchgehenden Gefälle ausgeführt werden können. Es gibt hier also Tiefpunkte, die bei der Stillsetzung der Anlage zunächst wassergefüllt bleiben. Diese frostgefährdeten Stellen muss man von Hand entwässern oder eine automatische Frostentwässerung vorsehen. Die wohl einfachste selbsttätige Frostschutzeinrichtung wird hier gezeigt:



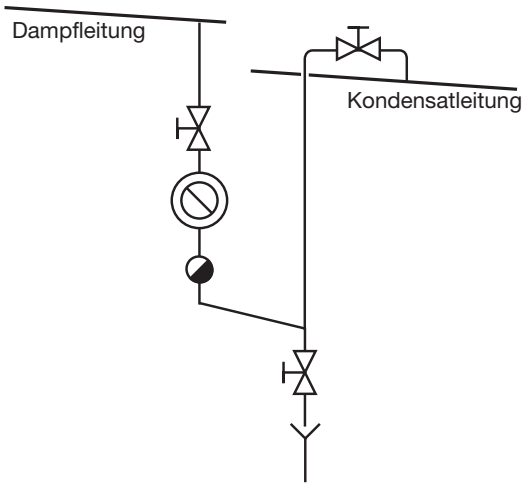
Ein Stauer-Kondensatableiter, der auf eine Öffnungstemperatur von etwa 10 °C eingestellt ist, öffnet nach der Außerbetriebnahme der Anlage selbsttätig, sobald die Temperatur in die Nähe des Gefrierpunktes absinkt; das Kondensat läuft dann ins Freie und geht verloren. Auch hier ist auf eine gute Isolation aller Leitungsteile zu achten, damit die Leitung leerlaufen kann, bevor der Gefrierpunkt erreicht wird. Außerdem ist es sehr wichtig, dafür zu sorgen, dass die Frostentwässerung, die ja grundsätzlich am tiefsten Punkt der Leitung erfolgen muss, nicht durch Schmutzablagerungen blockiert wird. Dieses Verfahren kann selbstverständlich auch beim Frostschutz von Behältern, Sammelgefäßen usw. angewendet werden. Hierzu ein Beispiel:



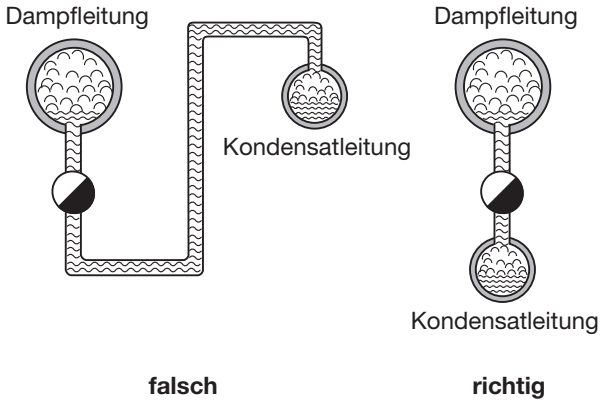
Kugelschwimmerableiter benötigen wie auch die anderen Schwimmer-Kondensatableiter eine Wasservorlage. Sie sind deshalb frostgefährdet. Wo ihr Einsatz unter Frostbedingungen nicht zu umgehen ist, z. B. bei sehr großem Kondensatanfall, muss die Wasservorlage bei Außerbetriebnahme entfernt werden. Der thermodynamische Ableiter öffnet, wenn der Dampfdruck gegen Null absinkt, die thermischen Ableiter öffnen, wenn die Temperatur sich dem Gefrierpunkt nähert. Das Kondensat kann demnach ablaufen, wenn das dafür unbedingt erforderliche Rohrgefälle vorhanden ist. Diese Ableiter sind also vom Prinzip her bei sachgemäßem Einbau frostsicher, und der thermodynamische Ableiter und die Bimetallableiter sind auch zerfriersicher.



Werden nur Teile einer Anlage außer Betrieb genommen, dann ist darauf zu achten, dass auch die Kondensatseite von dem weiterbetriebenen Rohrnetz zuverlässig abgetrennt wird.



Für die Entwässerung der Dampfleitungen gelten natürlich die gleichen Grundsätze. Da die Dampfleitung an der Unterseite der Leitung entwässert wird, ist ein selbsttätiges Leerlaufen nur zu erreichen, wenn die Kondensatleitung *unterhalb* der Dampfleitung verläuft, wie es in der folgenden Abbildung dargestellt ist.



Der Vollständigkeit wegen sei erwähnt, dass man Leitungen auch durch Beheizung von außen vor Schäden durch zu tiefe Temperaturen schützen kann. Während dies bei Messanlagen und Produktleitungen selbstverständlich ist, kommt eine Beheizung von Dampf-Kondensat-Anlagen kaum infrage, weil dies weit aufwendiger wäre als die genannten Frostschutzmaßnahmen. In unserem Leitfaden „Kondensatableiter-Montagehinweise“ sind die wichtigsten Regeln zur Leitungsverlegung und zur Montage von Kondensatableitern zusammengefasst.

In diesem Kapitel wurde sehr viel vom Nachdampf in der Kondensatleitung gesprochen. Kapitel 9 wird sich mit dieser unerwünschten, aber meist unvermeidlichen Erscheinung nochmals befassen.

9. Die Kondensatwirtschaft

Zugegeben: Sie ist nicht so wichtig wie die Landwirtschaft; ihre volkswirtschaftliche Bedeutung reicht vielleicht auch nicht an die Milchwirtschaft heran – aber da Sie nicht zu melkende Kühe im Stall stehen haben, sondern zu entwässernde Dampfverbraucher, werden Sie sicher größeres Interesse an der Kondensatwirtschaft haben: In den meisten kleinen, mittleren und großen Betrieben lassen sich durch konsequente Ausnutzung aller Möglichkeiten rationellen Energieeinsatzes bemerkenswerte Einsparungen erzielen. Die erforderlichen Aufwendungen für Material und Montage sind im allgemeinen in weniger als einem Jahr amortisiert, so dass sich die sorgfältige Planung der Kondensatanlage selbst dort in der chemischen Industrie lohnt, wo auf schnellste Abschreibung der Produktionsanlagen geachtet werden muss.

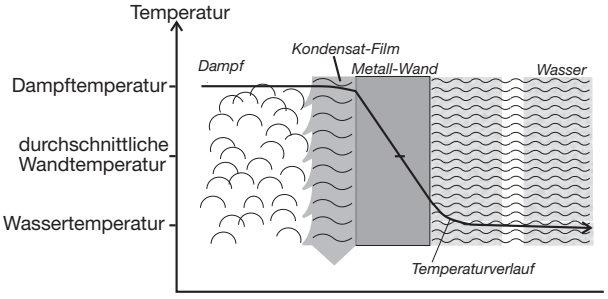
Das Geld, das sich in Form von ungenutzter Wärme sozusagen in Nichts auflöst, kann gespart werden bzw. nützlicherer Verwendung zugeführt werden, wenn man erkennt, wo ungenutzte Energie verfügbar ist, weiß, wie sie nutzbar gemacht werden kann, plant, so dass sie den größten Nutzen bringt.

Dafür sollen die folgenden Kapitel Hinweise geben.

9.1 Die Kondensattemperatur

Betrachten wir das Kondensat zunächst dort, wo es entsteht: im Dampfraum vor dem Kondensatableiter. Sattdampf gibt Wärme ab, indem er kondensiert. Dabei entsteht Kondensat von genau der gleichen Temperatur. Im Augenblick des Entstehens hat das Kondensat also genau die zum jeweiligen Druck im Dampfraum gehörende Sattdampftemperatur, wie sie in der Wasserdampftafel angegeben ist: zum Überdruck von 0,5 bar rd. 111 °C, bei 7 bar 170 °C, bei 15 bar 201 °C usw.

Nun kann der Dampf aber, wie jeder andere Stoff, nur Wärme abgeben, wenn er mit einem Körper niedrigerer Temperatur in Berührung kommt. (Die Wärmestrahlung soll hier unberücksichtigt bleiben). Dieser Körper niedrigerer Temperatur ist im allgemeinen die Wandung des Dampfraums. Das Kondensat bildet sich an den kälteren Flächen und läuft dort ab – ebenso wie im Winter der Wasserdampf an den kalten Autoscheiben kondensiert und abläuft. Auf der Wand entsteht also ein Kondensatfilm. Dieser gibt Wärme an die kältere Wand ab, seine Temperatur sinkt deshalb unter die Sattdampftemperatur. Dadurch kann weiterhin Sattdampf auf dem Kondensatfilm kondensieren. Die Kondensatschicht wird dicker, das Kondensat läuft schneller ab, bis schließlich ebenso viel Kondensat abläuft wie neu gebildet wird.



Die mittlere Kondensattemperatur muss bei diesem Vorgang notwendig unter der Sattdampftemperatur und über der Wandtemperatur liegen. Wir unterscheiden drei Fälle:

1. Ist der Temperaturunterschied zwischen Dampf und beheiztem Stoff gering, dann wird auch die Kondensattemperatur nur wenig unter der Sattdampftemperatur liegen. Außer in Wärmetauschern ist dies z. B. auch der Fall, wenn der „beheizte Stoff“ Isoliermaterial und der Dampfraum eine Dampfleitung ist. Gleiches gilt, wenn das Kondensat sehr eng mit dem Dampf in Berührung bleibt oder gar durch eine im Dampfraum liegende, also unfreiwillig beheizte Leitung abfließen muss, wie bei den rotierenden Zylindern von Papiermaschinen und Textiltrocknern.

2. Eine geringe Unterkühlung, das heißt Kondensattemperaturen etwa 1 bis 10 K unter der Sattdampftemperatur, erhält man bei der zweckentsprechenden Entwässerung der meisten Wärmetauscher. Das Kondensat soll ja schnell aus dem Wärmetauscher heraus, weil dann der Wärmeübergang und damit die Produktionsleistung der Anlage größer wird; Verdampfer bzw. Kocher, Trockner aller Art, Wäschemangeln sind Beispiele dafür.
   Außerdem ist es oft wichtig, dass die Beheizung gleichmäßig erfolgt, um eine gute Produktqualität, z. B. in Etagenpressen für Holz- oder Kunststoffplatten, bei Vulkanisierpressen oder in Heizformen für Betonfertigteile, zu erreichen. Auch hierfür ist eine möglichst unverzögerte Ableitung des Kondensats unerlässlich, weil sich das Kondensat bei der Wärmeabgabe abkühlt, was der kondensierende Dampf nicht tut.

   Aus diesen Gründen wäre es günstig, wenn man eine „Tropfenkondensation“ erreichen könnte: Das Kondensat soll sich nicht in einer Schicht auf die Wärmetauscherfläche legen und so den Wärmeübergang verhältnismäßig stark behindern, sondern ohne die Heizfläche zu benetzen, in Tropfen abperlen wie das Regenwasser von einem gut imprägnierten Mantel oder wie das Quecksilber auf dem Fußboden, wenn das Thermometer zu hart gefallen ist. Der Dampf kann große Teile der Wand direkt berühren. Die Wandtemperatur ist daher höher als bei der „Filmkondensation“, und das Kondensat ist nur wenig unterkühlt. Von der Tropfenkondensation wird 4- bis 8-fach größerer Wärmeübergang als bei der üblichen Filmkondensation berichtet. Aber offensichtlich sind die erforderlichen Voraussetzungen so exklusiv, dass Tropfenkondensation für „Normalverbraucher“ nicht erreichbar ist.

3. In Sonderfällen ist es zulässig, das Kondensat schon im Wärmetauscher merklich abkühlen zu lassen, so dass das Kondensat mit 10, 20, 30 K und mehr unter der Sattdampftemperatur zum Kondensatableiter kommt. Vor allem bei billigen Wärmetauschern (Radiatoren, Heizschlangen) und einfachen Beheizungen (Begleitheizung von Produktleitungen, Behälterheizung) wird diese Möglichkeit verwirklicht.

   Unfreiwillig tritt eine derart starke Abkühlung des Kondensats im Wärmetauscher auf, wenn der Kondensatableiter zu stark anstaut, wenn er zu klein oder von der falschen Sorte ist. Schließlich kommt das Kondensat auch dann mit größerer Unterkühlung zum Kondensatableiter, wenn der Ableiter absichtlich oder unbeabsichtigt weiter von dem Wärmetauscher entfernt ist, weil sich dann das Kondensat in der Leitung zwischen Wärmetauscher und Ableiter abkühlt.

Die Kondensatunterkühlung im Dampfraum hängt also von der Oberflächenbeschaffenheit und Lage der Heizfläche, von den Strömungsverhältnissen im Dampfraum, von der Art und Einstellung der Kondensatableiter, von der Regelung von Dicke und Material der Heizfläche, von der sekundärseitigen Temperatur usw. ab. Eine genaue Vorhersage ist deshalb nicht möglich. Systematische Untersuchungen einzelner Fälle sowie Beobachtungen in der Praxis haben gezeigt, dass das Kondensat im allgemeinen – bei zweckmäßiger Ausführung der Anlage – mit nur geringer Unterkühlung zum Ableiter kommt und so von diesem in die Kondensatleitung ausgeschleust wird.

Der Druck in der Kondensatleitung ist geringer als der Druck im Dampfraum, denn sonst würde das Kondensat nicht in die Kondensatleitung strömen. Flüssiges Wasser, also auch Kondensat, kann aber keine höhere Temperatur haben als die zum jeweiligen Druck gehörende Sattdampftemperatur. Hat das Kondensat vor dem Ableiter bei einem Druck von p_e = 7 bar (Sattdampftemperatur 170 °C) eine Temperatur von z. B. 160 °C und kommt es so in eine Kondensatleitung oder in einen Behälter unter einem Druck von p_e = 0,5 bar, dann muss die Kondensattemperatur auf die zu diesem Überdruck gehörende Sattdampftemperatur von rd. 111 °C absinken, vorausgesetzt, der Druck in der Leitung oder im Behälter steigt durch die Kondensateinspeisung nicht an. Wenn in unserem Beispiel die Kondensattemperatur aber schon vor der Entspannung unter 111 °C liegen würde und z. B. 95 °C betrüge, dann würde sich die Temperatur bei der Entspannung nicht merklich verändern (genaugenommen sinkt sie um winzige Bruchteile eines Grads infolge der Volumenvergrößerung des Wassers bei der Drucksenkung).

Das Kondensat verlässt den Dampfraum gewöhnlich mit einer Temperatur, die nur wenig unterhalb der Sattdampftemperatur liegt. Es ist „Siedekondensat." In der Kondensatleitung kann die Temperatur wohl kleiner, aber nicht höher sein als die zum örtlichen Leitungsdruck gehörende Sattdampftemperatur.

9.2 Die Nachverdampfung

Bei der Entspannung, d. h. Verringerung des Drucks von Siedekondensat, sinkt die Temperatur. Bei p_e = 7 bar hat Siedekondensat von 170 °C einen Wärmeinhalt (Enthalpie) von 720,94 kJ je kg Kondensat (Dampftafel Spalte 4). Wird dieses Kondensat auf p_e = 0,5 bar entspannt, dann sinkt die Temperatur nach Spalte 3 der Dampftafel auf rd. 111 °C. Die Enthalpie dieses Wassers beträgt aber nur noch 467,13 kJ/kg. Bei der Entspannung wird also je Kilogramm Wasser eine Wärmemenge von 720,94 – 467,13 = 253,81 kJ frei. *Wo bleibt diese Energie?*

Es geschieht das gleiche, was geschähe, wenn wir in siedend heißes Wasser plötzlich sehr viel Wärme hineinstecken würden, etwa indem wir einen glühenden Eisenklotz hineinfallen ließen: Das Wasser fängt plötzlich sehr stark zu kochen an, die überschüssige Wärme verwandelt einen Teil des Wassers in Dampf – Dampf von rd. 111 °C und p_e = 0,5 bar.

Wir haben gesehen, dass in diesem Beispiel je kg Wasser 253,81 kJ frei werden. Um 1 kg Wasser bei p_e = 0,5 bar zu verdampfen, sind lt. Spalte 5 der Dampftafel 2226,2 kJ erforderlich; die je kg Kondensat frei werdenden 253,81 kJ verwandeln also 253,81 / 2226,2 = 0,1140 kg Wasser zu Dampf. Das heißt: Bei der Entspannung von Siedekondensat von p_e = 7 bar auf 0,5 bar werden rd. 11,4 Gewichtsprozent des Kondensats in Dampf von p_e = 0,5 bar umgeformt.

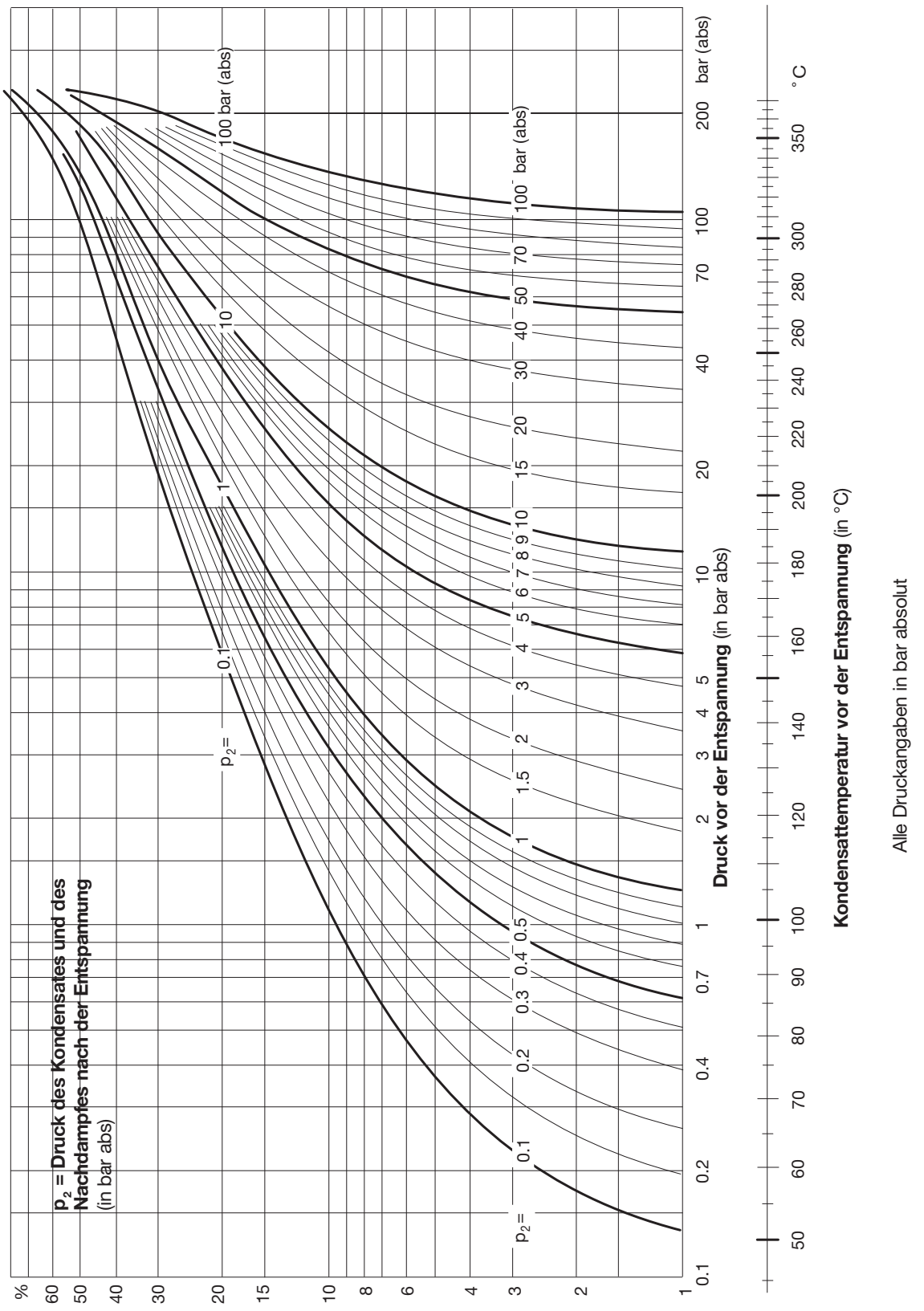
Diese Nachverdampfung ist ein Naturgesetz und unvermeidlich.

Wie im vorgenannten Beispiel kann man für jeden gegebenen Betriebszustand die entstehende Nachdampfmenge leicht errechnen. Bequemer geht es, wenn Sie das folgende Diagramm „Nachverdampfung bei der Entspannung von Kondensat" (9.2.1) zu Hilfe nehmen: Aus der Temperatur des Kondensats vor der Entspannung – oder aus dem Druck des Siedekondensats vor der Entspannung – und aus dem Druck nach der Entspannung können Sie ohne Rechnung ablesen, wieviel Gewichtsprozent Nachdampf entstehen.

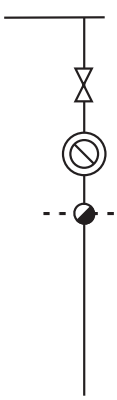
Das Diagramm zeigt: Aus Siedekondensat von p_e = 3 bis 12 bar entsteht bei Entspannung auf p_e = 0 bis 1 bar rund 5 bis 15 % Nachdampf. Bei Dampfdrücken bis p_e = 50 bar bildet das Siedekondensat bei Entspannung bis zu 30 % Nachdampf. Diese Angaben sind Gewichtsprozente!

Sehen wir uns aufgrund eines Gedankenexperimentes den Weg des Dampfes an, der unter einem bestimmten Druck in den Wärmetauscher eintritt, dort seine Verdampfungs-/Kondensationswärme r abgibt und zum Kondensatableiter gelangt. Dieser arbeitet ordnungsgemäß, d. h. er lässt keinen Dampf durchströmen, sondern nur Kondensat von Siedetemperatur. Im Regelventil des Ableiters wird das Kondensat auf den Gegendruck hinter dem Gerät entspannt; der Kondensatableiter ist also die Druckgrenze. Die Zahlenwerte dieses Experiments werden Sie vielleicht überraschen:

9.2.1 Nachverdampfung bei Kondensatentspannung



kg Nachdampf je 100 kg Kondensat bzw. Nachverdampfung in %



Dampfdruck	5	10	20	50	bar
Dampfvolumen	375	194	99,5	39,4	l/kg
Kondensatvolumen	1,1	1,1	1,2	1,3	l/kg
Gegendruck	1,5	1,5	1,5	1,5	bar
Dampfanteil	7,8	13	19,2	30	Gew. %
Wasseranteil	92,2	87	80,8	70	Gew. %
Dampfanteil	98,94	99,4	99,62	99,79	Vol. %
Wasseranteil	1,06	0,6	0,38	0,21	Vol. %
Dampfvolumen	90,40	150,67	292,53	347,70	l/kg
Wasservolumen	0,97	0,91	0,85	0,73	l/kg
Gemischvolumen	91,37	151,58	293,38	348,43	l/kg

Der Dampfdruck im Wärmetauscher ist variabel gewählt. Er beträgt – absolut, weil kein Zusatz auf Überdruck hinweist! – zwischen 5 und 50 bar. Das darunter angegebene Dampfvolumen wird mit zunehmendem Druck kleiner: es wird mehr und mehr zusammengepresst. Nachdem der Dampf seine Verdampfungs-/Kondensationswärme abgegeben hat, haben wir vor dem Regelventil des Kondensatableiters nur Kondensat, d. h. Wasser von Sattdampftemperatur oder einer etwas niedrigeren Temperatur wegen der Kondensatunterkühlung. Zur Vereinfachung wollen wir in der folgenden Betrachtung keine Kondensatunterkühlung annehmen.

Hinter dem Regelventil herrscht ein absoluter Gegendruck von 1,5 bar (p_e = 0,5 bar). Nach der vorangegangenen Erklärung wird also ein Teil des Kondensates verdampfen, und es entsteht so je nach Vordruck zwischen 7, 8 und 30 Gewichtsprozent Nachdampf, und es verbleibt ein diesen Wert zu 100 % ergänzender Wasseranteil. Weil das Volumen von Dampf bis zu 1000mal größer ist als das von Wasser, liegen die Volumenanteile in ganz anderer Größenordnung. Der Dampfanteil beträgt zwischen 98,94 bis 99,79 Volumenprozent, und der Kondensatanteil macht den Rest zu 100 % aus.

Schon wegen dieses Sachverhaltes kann auch ein fachmännischer Betrachter aus dem Erscheinungsbild eines ins Freie ausströmenden Kondensates nicht beurteilen, ob der Kondensatableiter ordnungsgemäß arbeitet oder etwa zusätzlich Frischdampf durchbläst. Sehr interessant ist auch der Vergleich der Volumina Dampf vor dem Wärmetauscher und Kondensat-Nachdampfgemisch hinter dem Kondensatableiter. Bei einem Dampfdruck von 5 bar werden aus 375 l Dampf 91,37 l Gemisch, wobei die Masse von 1 kg unverändert bleibt. Bei 50 bar sieht es ganz anders aus: aus 39,4 l Dampfvolumen wird ein Kondensat-Dampf-Gemischvolumen von 348,43l!

Uns wird an diesem Beispiel auch noch einmal ganz klar vor Augen geführt:

Eine Kondensatleitung ist keine Wasserleitung.

Wir müssen bei der Bemessung, aber auch bei der Verlegung das Nachdampfvolumen berücksichtigen; es ist nicht vernachlässigbar gering. Benutzen Sie also bei der Dimensionierung von Kondensatleitungen stets das handliche Diagramm von Kapitel 8.4.

9.3 Nachdampf oder Frischdampf?

Das bei der Entspannung entstehende Nachdampfvolumen ist so groß, dass in den meisten Fällen bezweifelt wird, dass wirklich nur Nachdampf vorliegt. Sie (da Sie die vorangegangenen Ausführungen aufmerksam gelesen haben) kennen die Zusammenhänge und wissen, dass aus diesem Erscheinungsbild kaum Schlüsse zu ziehen sind. Nichtinformierte vermuten unwillkürlich, dass es sich dabei mindestens teilweise um Frischdampf handeln müsse. Wenn hinter einem Kondensatableiter, der ins Freie entwässert, eine große Dampfwolke und wenig Wasser zu sehen ist, dann scheint dieser Zweifel durchaus berechtigt.

„Gefühl" ist in der nüchternen Technik aber nur dann erlaubt, wenn es auf umfangreicher Erfahrung beruht. Deshalb sollten Sie, wenn irgend möglich, einmal die beiden folgenden Versuche machen: Bitten Sie den Kesselwärter eines Dampfkessels, die Ablassleitung des Wasserstandsglases ein wenig zu öffnen, jedoch nur so weit, dass nur Wasser ausströmen kann. Nun passiert genau das gleiche, was hinter jedem einwandfrei arbeitenden Kondensatableiter passiert, der ins Freie oder in eine Kondensatleitung von annähernd Atmosphärendruck entwässert: Es kommt zwar, wie Sie am Wasserstandsglas selbst beobachten können, nur Wasser durch das Absperrventil, am freien Rohrende aber erscheint ein Wasserstrahl und eine ziemlich große Dampfwolke – der Nachdampf.

Lassen Sie dagegen ein Dampfventil direkt ins Freie blasen (z. B. ein Sicherheitsventil, dessen Abblaseleitung nicht geschlossen übers Dach geführt ist), dann erscheint ein scharf gebündelter Dampfstrahl, dessen Kern nahe der Rohrmündung durchsichtig ist. Denn Wasserdampf ist ja unsichtbar! Erst wenn er durch Wärmeabgabe kondensiert, wird die weiße Dampfwolke daraus, die Sie bei Ihrem Versuch sehen können (oder der Nebel über dem Erdboden oder die Wolken am Himmel).

Ähnlich ist es bei der Kerze oder mit der Flamme des Gasfeuerzeugs: Nahe der Austrittstelle ist das Gas noch unsichtbar, erst in einiger Entfernung beginnt es zu leuchten. Steht vor dem Dampfventil Kondensat, dann können beide Erscheinungen unmittelbar nacheinander beobachtet werden.

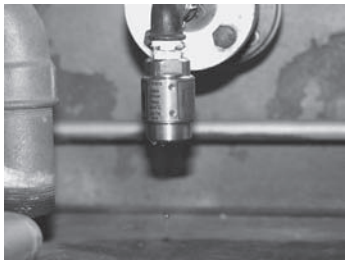
Diese Versuche zeigen gleichzeitig, dass es in einiger Entfernung vom Dampfraum praktisch nicht mehr möglich ist, Frischdampf und Nachdampf zu unterscheiden: Durch Wärmeabgabe ist auch der ursprüngliche Frischdampf mit Wassertröpfchen durchsetzt und erscheint nur noch als weiße Dampfwolke.

Wenn also die Dampfentwicklung am Kondensatgefäß stark ansteigt, kann das ein Hinweis auf Frischdampfverluste in der Anlage sein – es kann aber auch nur die natürliche Folge einer Betriebserweiterung oder stärkerer Belastung einzelner Dampfverbraucher sein. Bei einer auf höchste Produktionsleistung entwässerten Anlage entsteht stets mehr Nachdampf am Sammelbehälter, als man vermutet. Zusätzliche Frischdampfverluste kann man im allgemeinen nur durch laufende Überwachung der einzelnen Wärmetauscher feststellen.

Um Wärmeverluste zu vermeiden, ist es dringend notwenig, den Nachdampf vor dem Sammelbehälter abzutrennen und auszunutzen. Damit werden dann auch gelegentlich ins Kon-

densatnetz gelangende geringere Frischdampfmengen restlos verwertet. Die Überwachung der Anlage wird dadurch allerdings nicht überflüssig, denn stärkerer Frischdampfdurchtritt an einer Stelle führt zu rascherem Verschleiß der Armaturen sowie zu erhöhtem Druck im Kondensatnetz und damit häufig zu Entwässerungsschwierigkeiten oder gar zu einem schlagartigen Anwachsen der Frischdampfverluste.

Ein thermischer Kapsel-Kondensatableiter lässt Kondensat durch, Unterkühlung ca. 15 K, Dampfdruck ca 8 bar: starke Nachverdampfung.



Der thermische Kapsel-Kondensatableiter in anschließend wieder geschlossenem Zustand.

Eine Dampfleitung bei 8 bar Druck wird geöffnet, es tritt etwas Wasser aus, unsichtbarer Dampf schießt in das unten liegende Lochblech (Spritzschutz) und kondensiert wie Nebel im Umfeld.

Dampf ohne Restwasser strömt aus. Der herausschießende Dampf ist immer noch unsichtbar, sichtbar ist kondensierender Dampf (Nebel).

9.4 Nutzbringende Verwertung des Nachdampfes

Der im Kondensatnetz entstehende Nachdampf hat wegen des geringeren Druckes eine niedrigere Temperatur als der Frischdampf, aus dessen Kondensat er entstanden ist. Im übrigen aber ist dieser Dampf genau so gut und wertvoll wie neu vom Kessel erzeugter Dampf. In einer Hinsicht ist er sogar besser: Bei niedrigerem Dampfdruck wird je kg Dampf mehr Wärme frei als bei der Kondensation von Dampf höheren Drucks (Dampftafel Spalte 5).

Da die entstehende Nachdampfmenge zwischen 5 und 30 % des verbrauchten Frischdampfes ausmacht, können bei geschickter Ausnutzung des Nachdampfes etwa 5 bis 30 % der gesamten Brennstoffkosten eingespart werden – und das ist in jeder Betriebskostenrechnung ein beachtlicher Betrag.

Wenn die Einsparungsmöglichkeiten in einem bestimmten Fall ermittelt werden sollen, muss allerdings beachtet werden, dass das Kondensat im Wärmetauscher mit einer gewissen Unterkühlung anfällt und dass die Leitungen unvermeidliche Wärmeverluste aufweisen. Ferner geht in der Anlage Dampf und Kondensat verloren, so dass ständig kaltes Frischwasser eingespeist werden muss, wodurch die Brennstoffkosten steigen. Deshalb gäbe eine Berechnung, die diese Verluste nicht berücksichtigt, ein zu optimistisches Ergebnis. Realistischer ist es, Menge, Druck und Temperatur des anfallenden Kondensats zu bestimmen, den Entspannungsdruck festzulegen und mit diesen Werten aus dem Diagramm 9.2.1 „Nachverdampfung…“ die entstehende Menge Nachdampf abzulesen. So erhält man die in Zukunft weniger zu erzeugende Frischdampfmenge und daraus anhand der bekannten Dampfkosten die Einsparungen.

Beispiel 1

In einem kleinen Textilbetrieb fallen stündlich etwa 1000 kg Siedekondensat aus einem Dampfnetz von p_e = 8 bar an (Kondensationstemperatur nach Spalte 3 der Dampftafel rd. 175 °C). Man kann damit rechnen, dass das Kondensat mit etwa 170 °C zum Kondensatableiter kommt. Bei Entspannung auf p_e = 0,5 bar entsteht laut Diagramm (Entspannung von Kondensattemperatur 170 °C auf Gegendruck 1,5 bar) rd. 11 % Nachdampf. Gehen hiervon 10 % bis zum Nachdampfverbraucher verloren, so bleiben rd. 10 % = 100 kg/h = 0,1 t/h nutzbarer Nachdampf von p_e = 0,5 bar.

Bei einschichtigem Betrieb mit ca. 2000 Betriebsstunden pro Jahr beläuft sich die zusätzlich verfügbare Dampfmenge auf 0,1 · 2000 = 200 Tonnen pro Jahr. Die Frischdampferzeugung darf um so viel kleiner werden. Bei Brennstoffkosten für 1 t Dampf von 30 € werden durch die Ausnutzung der Nachverdampfung also jährlich 6000 € eingespart. Der Nachdampf wird anstelle der bisherigen Frischdampfbeheizung zur Warmwasserbereitung für die Färberei eingesetzt. Hierfür sind zusätzliche Apparate (Kondensatentspanner, Reduzierstation, Sicherheitsventil und Kondensatableiter) sowie Montagekosten in Höhe von zusammen ca. 3000 € erforderlich. Die Investitionen für die Nachdampfverwertung sind also bereits in etwa einem halben Jahr amortisiert, danach bleibt der Gewinn von 6000 € pro Jahr.

Beispiel 2

In größeren Betrieben kann die kondensatseitige Energieverschwendung geradezu unglaubliche Ausmaße erreichen, wie das folgende Beispiel zeigt: Aus einer Anlage wurden stündlich 30 Tonnen Siedekondensat über Kühlvorrichtungen in den Fluss geleitet. Bei zweischichtigem Betrieb mit 4000 Arbeitsstunden pro Jahr macht das 120 000 Tonnen Kondensat pro Jahr aus. Bei einem Dampfdruck von p_e = 12 bar (13 bar) kann man bei Entspannung auf p_e = 0,5 bar lt. Diagramm theoretisch 15 % Nachdampf erwarten. Bei Berücksichtigung der Verluste bleiben etwa 12 % oder rd. 14 400 t Dampf pro Jahr. Die Dampfkosten liegen in diesem Chemiewerk wegen der vorgeschalteten Stromerzeugung nur bei 15 €/t. Allein der Gewinn aus der Nachdampfverwertung belief sich auf 216 000 € pro Jahr.

Die nötigen betrieblichen Änderungen erforderten einen viel geringeren Aufwand, so dass die Kosten auch hier in weniger als einem Jahr amortisiert waren. Der Gewinn durch Rückführung des Kondensats wäre sogar noch höher, weil die Kosten für Wasser, Wasseraufbereitung, Wassererwärmung und für die Kühlung des in den Fluss geleiteten Kondensats mehr als 4 € je Tonne Speisewasser bzw. Kondensat betragen.

So erstaunlich die Energieersparnisse mitunter sind, die Nachdampfverwertung hat noch weitere Vorteile: Die 5- bis 15-prozentige Frischdampfeinsparung schon bei kleineren Dampfdrücken ermöglicht Betriebserweiterungen in diesem Ausmaß, ohne dass die Kesselleistung und das Rohrleitungsnetz vergrößert werden muss. Mit anderen Worten: Die Energiekapazität wird kostenlos um 5 bis 15 Prozent vergrößert.

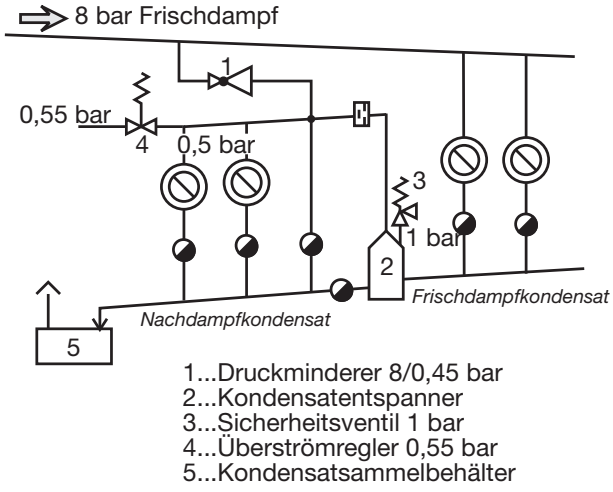
Nicht rechnerisch zu erfassen, aber deswegen nicht weniger bedeutend, ist der weitere Vorteil, dass eine richtig ausgelegte Kondensatentspannungsanlage in manchen Betrieben eine Erhöhung der Produktionsleistung erbringt, weil die Wärmetauscher besser entwässert werden und Betriebsstörungen seltener sind.

Die Wärmeausnutzung durch stufenweise Entspannung ermöglicht also wirtschaftlich arbeitende und betriebssichere Anlagen. Die gewinnbare Wärmemenge ist unabhängig von der Art der Entspannung oder der Zahl der Entspannungsstufen; entscheidend sind die Anfangs- und die Endtemperatur des Kondensats sowie die Höhe der Wärmeverluste. Dennoch hängt der Erfolg von der Beachtung einiger Regeln ab; wie wir sie in den folgenden Kapiteln beschrieben haben.

9.5 Nachdampfsysteme

1. Der Bedarf an Dampf der niedrigeren Druckstufe sollte das Angebot an Nachdampf möglichst jederzeit übersteigen. Wenn längerfristig ein Überschuss an Nachdampf zu erwarten ist, muss dieser durch ein Überströmventil abgeführt werden; ein Sicherheitsventil ist einer Dauerbelastung nicht gewachsen.
2. Der Nachdampf sollte möglichst nahe am Ort seiner Entstehung verwendet werden.
3. Je niedriger der Druck des Entspannungsdampfes, desto größer der Gewinn.
4. Der Druck des Nachdampfsystems muss durch Druckminderventil und Frischdampfeinspeisung eindeutig festgelegt werden.

Betrachten wir ein typisches Nachdampfsystem:



Am Ende des Kondensatnetzes wird das Kondensat auf Atmosphärendruck entspannt. Aus dem Kondensat von p_e = 8 bar entsteht lt. Diagramm etwa 14 % Nachdampf. Wird dieser Dampf nicht ausgenutzt, geht er spätestens im Sammelgefäß verloren. Die kleinsten Verluste und damit die wirtschaftlichste Lösung ist deswegen dann gegeben, wenn mehr Niederdruckdampf benötigt wird, als aus der Kondensatentspannung entsteht (1. Forderung).

Je weiter die Nachdampfverbraucher von den Frischdampfverbrauchern entfernt sind, desto größer werden die Wärmeverluste in den Leitungen – und desto größer muss der Druck in der Leitung für das Frischdampfkondensat sein. Je kürzer die Leitungen, desto besser und preiswerter (wegen der geringeren Montagekosten) ist die Lösung (2. Forderung).

Kommt das Kondensat mit mehr als 100 °C ins entlüftete Sammelgefäß, so entstehen Wärmeverluste durch Entspannung. (Das etwa eingespeiste Frischwasser wird häufig in der thermischen Entgasung bereits auf etwas über 100 °C erhitzt, so dass es vom Kondensat keine überschüssige Wärme übernehmen kann.) Die Kondensatwärme wird also um so besser ausgenutzt, je niedriger der Druck im Nachdampfsystem liegt (3. Forderung).

Das heißt nun nicht, dass Kondensat von 30 bar sofort auf p_e = 0,1 bar entspannt werden muss. Die Erfordernisse der Pro-

duktionsanlage bestimmen ja die Temperatur und damit den Druck des Heizdampfes. Deshalb erfolgt die Entspannung häufig in mehreren Stufen – nur sollte die letzte Stufe, wenn möglich, nicht wie z. B. bei $p_e = 4$ bar, sondern möglichst nahe bei atmosphärischem Druck liegen. Für praktische Zwecke heißt das: Der Druck der letzten Entspannungsstufe wird auf $p_e = 0{,}2$ bis 0,5 bar eingestellt. Im Kondensatentspanner und in den Nachdampfverbrauchern entsteht dann Kondensat von weniger als 110 °C, das nur noch wenig ausdampft (lt. Diagramm weniger als 2 % bei Entspannung auf 1 bar atmosphärischen Druck). Andererseits lässt der Betriebsüberdruck von 0,2 bis 0,5 bar noch genügend Druckdifferenz für die gute Entwässerung der Nachdampfverbraucher und der Kondensatleitungen erwarten.

Die schematisch gezeigte Anordnung gewährleistet einen bestimmten Druck im Nachdampfsystem (4. Forderung): Übersteigt die entstehende Nachdampfmenge zeitweise die Dampfentnahme, so steigt der Druck im Kondensatentspanner und die überschüssige Menge wird durch das Überströmventil (4) abgeblasen; das Sicherheitsventil (3) dient nur der Sicherheit. Übersteigt dagegen der Bedarf an Niederdruckdampf die verfügbare Nachdampfmenge, so sinkt der Druck im Nachdampfsystem; dadurch öffnet das Reduzierventil (1) und speist Dampf aus dem Frischdampfsystem ein. Das Überströmventil begrenzt also den Druck im Nachdampfsystem nach oben, das Reduzierventil begrenzt ihn nach unten. Im Beispiel würde der Druck zwischen etwa $p_e = 0{,}45$ und 0,55 bar schwanken – je nach dem augenblicklichen Betriebszustand.

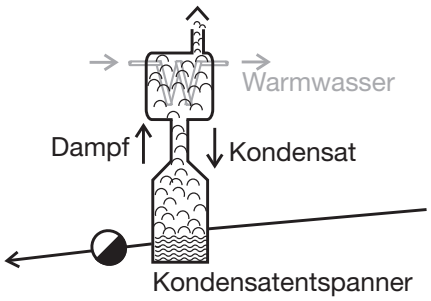
Im Interesse geordneter Betriebsbedingungen sollte auf keine der beiden Druckbegrenzungen verzichtet werden, wie das folgende Beispiel zeigt:

Ein großer Reparaturbetrieb entspannte sein Kondensat in zwei parallel geschalteten großen Entspannern und benutzte den gewonnenen Niederdruckdampf zur Warmwasserbereitung. Das Kondensat kam aus einem 3-bar-Netz. Da die Warmwasserbereiter sowohl auf der Dampf- als auch auf der Wasserseite für einen Betriebsüberdruck von 3 bar geeignet waren, wurde kein Überströmventil zur Druckbegrenzung eingebaut. Ergebnis: Wurde längere Zeit nur wenig Warmwasser entnommen, z. B. in Betriebspausen, dann stieg der Druck in der Kondensatzuleitung auf nahezu $p_e = 3$ bar, und die Entwässerung der Verbraucher im 3-bar-Netz wurde zeitweise unmöglich.

Außerdem stieg die Warmwassertemperatur auf nahezu 140 °C, so dass beim Öffnen der Entnahmestellen kochendes Wasser und große Nachdampfmengen zutage traten – was vom Bedienungspersonal natürlich nicht gerade freudig begrüßt wurde. (Dieser Dampf entstand in gleicher Weise wie bei dem beschriebenen Versuch mit dem Wasserstandsglas.) Das Überströmventil zur Druckbegrenzung musste schließlich doch eingebaut werden.

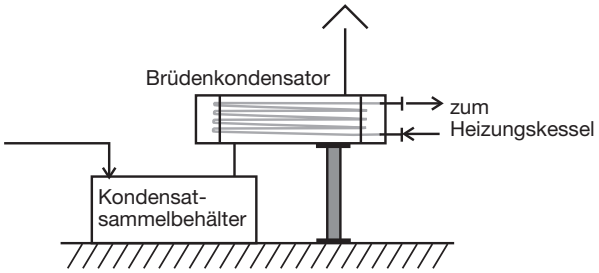
Damit war der Ärger aber noch nicht zu Ende. Da keine bestimmten Anforderungen an die Warmwassertemperatur gestellt wurden, erfolgte keine Frischdampfeinspeisung. Der Warmwasserbedarf war kurzzeitig jedoch so hoch, dass aller verfügbare Nachdampf kondensiert wurde. Dadurch sank der Druck im Nachdampfsystem und demzufolge auch im Entspanner unter den Atmosphärendruck (schon bei 80 °C beträgt der Wasserdampfdruck nur noch 0,5 bar). Das Kondensat konnte deshalb nicht mehr aus dem Kondensatentspanner ablaufen und stieg in das Nachdampfsystem bis zu den Warmwasserbereitern. Jetzt konnte der Entspannungsdampf in der Kondensatzuleitung nicht mehr abströmen (auch nicht zu den Warmwasserbereitern, so dass der Druck in den Entspannern wieder stieg, aber nicht ohne dass es in allen Teilen dieser Anlage zu fürchterlichen Wasserschlägen kam. Es dauerte nicht lange, bis das System auch mit einer Frischdampfeinspeisung versehen war. Und der Betrieb war wieder friedlich.

Hier hätte man allerdings, da die Frischdampfwärme nicht unbedingt benötigt wurde, den Druck im Nachdampfsystem auch durch Belüftung stabilisieren können:

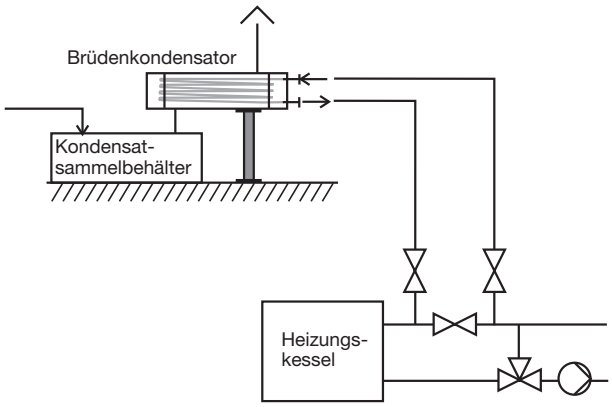


Steigt der Druck über den atmosphärischen Luftdruck, so entweicht der überschüssige Dampf durch die Entlüftungsleitung. Wird aller Nachdampf kondensiert, so strömt Luft durch die Entlüftungsleitung von außen in den Warmwasserbereiter und verhindert die Vakuumbildung, es erfolgt also eine Belüftung. Dies ist eine sehr einfache und billige Lösung. Es muss aber darauf geachtet werden, dass sowohl die Entlüftungsleitung als auch die Nachdampfleitung sehr groß gewählt werden – sonst kann es leicht doch zu unerwünschtem Druckanstieg kommen. Durch die Verbindungsleitung zwischen Entspanner und Warmwasserbereiter muss das Kondensat unbehindert in den Entspanner zurücklaufen können. (In dem genannten Reparaturbetrieb wurde diese Lösung nicht gewählt, weil das Kondensat nicht mit Luft bzw. Sauerstoff in Berührung kommen sollte.)

In ähnlicher Weise können auch die Dampfschwaden genutzt werden, die aus einem Kondensatsammelbehälter aufsteigen, wenn nicht schon vorher eine ausreichende Nachdampfverwertung erfolgte. Man baut einen Spirax Sarco Brüdenkondensator über dem Sammelgefäß ein. Das durch die Kühlung im Brüdenkondensator entstehende Kondensat fließt entgegen dem Dampfstrom in das Kondensatsammelgefäß zurück, wozu dieser Wärmetauscher mit entsprechender Neigung gegen die Horizontale eingebaut wird. Das Belüftungsrohr ins Freie vermeidet einen Überdruck im System. Bei mangelnder Wärmeabnahme würden hier Dampfschwaden entweichen.



Am besten macht man die Wärme nutzbar zum Betrieb der Heizungs- und Brauchwasser-Anlage.



Der Brauchwassererwärmer ist häufig im Heizungskessel integriert und im Prinzip vom Vorlauf-Heizungswasser des Kessels durchlaufen, was das vorstehende Bild nicht zeigt. In den meisten Fällen dürfte hierdurch eine ausreichende Energieabnahme stattfinden; falls dies nicht der Fall ist, würde über die Belüftungsleitung, dem „Sicherheitsventil“, Dampf entweichen.

Die Wirkungsweise lässt sich am Bild verfolgen. Das Heizungsrücklaufwasser, das witterungsabhängig von der Heizungsregelung gesteuert üblicherweise eine Temperatur von ca. 30 bis max. 70 °C hat, durchströmt den Brüdenkondensator und erwärmt sich dort je nach der anfallenden Brüdendampfmenge. Da die Brüdentemperatur wegen des atmosphärischen Druckes etwa 100 °C beträgt, kann das Heizwasser nur bis zu einer max. Temperatur unter 100 °C erwärmt werden. Diese Temperatur ist für Warmwasserheizungen zulässig, der Sicherheitstemperaturbegrenzer des Heizkessels darf auf eine Auslösetemperatur von 100 °C eingestellt werden.

Nach der Erwärmung im Brüdenkondensator strömt das Heizwasser durch den Heizungskessel, und durch Einschalten der Feuerung kann die evtl. noch fehlende Wärme zugeführt werden. Wenn im Heizungskessel noch ein Brauchwassererwärmer integriert ist, dürfte auch in der Sommerzeit ein hoher Anteil der im Brüdendampf enthaltenen Energie nutzbar gemacht werden; als weiterer Vorteil schlägt die Rückgewinnung des Kondensates zu Buche.

Der übliche Ausdruck „Kondensatentspanner“ bezeichnet die Funktion dieses Geräts nicht korrekt: Das Kondensat entspannt sich nämlich dort, wo der Druck absinkt, und das ist zum überwiegenden Teil schon im und kurz hinter dem Kondensatableiter sowie in der Zuleitung zum sogenannten Entspanner der Fall. Bei ausreichend bemessener Kondensatleitung wird im Entspanner selbst nur noch der ankommende Dampf vom Kondensat getrennt. Diese Trennung ist deshalb wichtig, weil sich Dampf und Kondensat unter den üblichen Betriebsbedingungen nicht schon in der Leitung völlig trennen können, man aber im Nachdampfsystem möglichst wenig Kondensat haben will (wegen der Erosion und dem schlechteren Wärmeübergang bei nassem Dampf).

Die eigentliche Funktion des Kondensatentspanners ist also die Trennung des Nachdampfes vom Kondensat und das Trocknen des Nachdampfes. Deshalb empfiehlt es sich, nicht irgendeinen Behälter dafür zu verwenden, sondern Geräte, die speziell für diesen Zweck ausgelegt sind und auch nach den Druckbehältervorschriften gebaut sind.

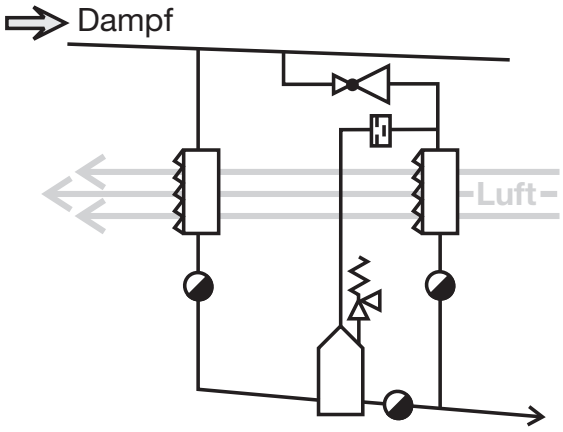
Ein Kondensatentspanner kann nicht, wie gelegentlich behauptet wird, die Nachverdampfung verringern, denn er kann dem Kondensat ja keine Wärme entziehen. Die Wärmeverwertung ist Sache eines Wärmetauschers. So ergibt sich die Frage:

9.6 Wohin mit der Wärme?

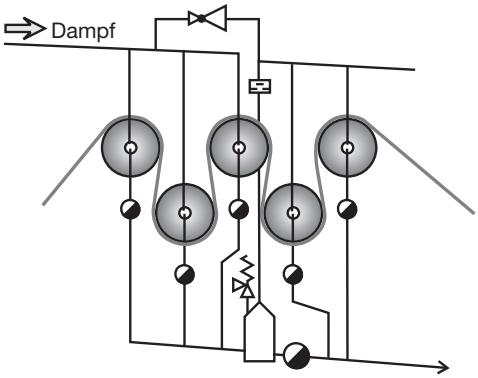
In einem bereits laufenden Betrieb erscheint die Abwärmeverwertung zunächst als ein schwieriges Problem. Alle Wärmeverbraucher sind ja schon versorgt. Hier gilt das Wort: Je weniger Einfälle ein Kopf hat, desto größer werden die Ausfälle im Geldbeutel.

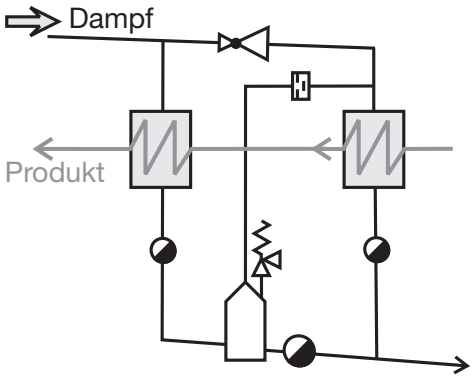
Im vorigen Kapitel wurde schon ein Vorschlag gemacht: Ausnutzung des Brüdendampfes für Raumheizung und Brauchwassererwärmung. Nachteilig bei solchen Anwendungen ist nur, dass in Zeiten von geringem Heizbedarf in vielen Fällen nicht der gesamte Nachdampf verwertet werden kann.

Die ideale Lösung: Von einer dampfverbrauchenden Anlage wird ein Teil der Heizfläche abgetrennt und mit Nachdampf beheizt. Die folgenden Bilder zeigen einige Beispiele. Bei solcher Unterteilung der Heizfläche wird immer dann Nachdampf benötigt, wenn Kondensat anfällt. Sorgt man dafür, dass die Nachschaltheizfläche so groß ist, dass ihr Dampfbedarf das Nachdampfangebot übersteigt, so ist die 1. Forderung des Kapitels 9.5 erfüllt. Möglichst geringe Entfernungen sind ohnehin sichergestellt (2. Forderung). Die Erfüllung der 3. Forderung nach möglichst niedrigem Entspannungsdruck hängt von den jeweiligen Betriebserfordernissen ab. Wird Nachdampf von höherem Druck bzw. höherer Temperatur benötigt, so ist evtl. nochmals eine Entspannungsstufe nachzuschalten. Die 4. Forderung, Sicherheitsventil und Frischdampfeinspeisung, lässt sich wohl immer erfüllen.



Diese Anordnung lohnt sich nur bei großen oder bei vielen Erhitzern.





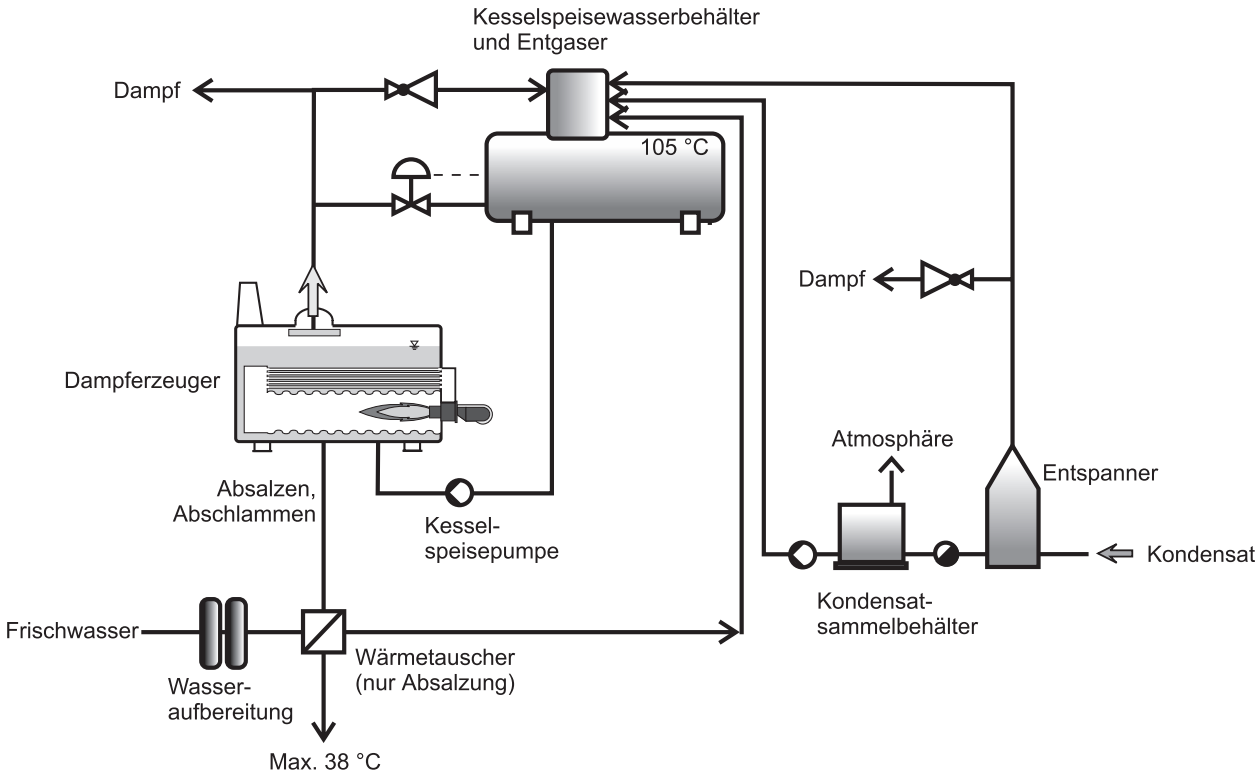
Die Einlaufwalzen werden mit niedrigerem Druck betrieben, weil dort die Produkttemperatur am kleinsten ist.

Derartige Anordnungen werden leider selten schon bei der Planung der Anlage bzw. bei der Konstruktion der Maschinen vorgesehen. Das liegt vermutlich am etwas größeren Umfang der Anlage (Entspanner und Reduzierstation) und an der nötigen größeren Gesamtheizfläche (weil die Temperatur des Nachdampfes niedriger ist). Die Anlage wird dadurch im Angebot teurer. Dass diese Mehrkosten durch den Vorteil des sichereren Betriebs und der wirtschaftlicheren Wärmeverwertung fast immer weit übertroffen werden, können Sie nun selbst in jedem einzelnen Fall überprüfen.

Ist eine nachträgliche Unterteilung der Heizfläche nicht möglich, nicht zweckmäßig oder nicht ausreichend, dann muss ein anderer Einsatzort für den Nachdampf gesucht werden. Die Möglichkeiten sind dabei so vielgestaltig wie die Betriebe. Wir wollen uns deshalb an dieser Stelle mit einigen grundsätzlichen Hinweisen begnügen:

Erste Wahl als Nachdampfabnehmer sind selbstverständlich bereits vorhandene Niederdruck-Wärmetauscher, deren Versorgungsdampf bislang durch Reduzierung von Frischdampf höheren Drucks gewonnen wird. Warmwasserbereiter, Verdampfer, Beheizungen durch Dampfeinspritzung, Heizkörper und Lufterhitzer für die Raumheizung sind Beispiele.

Manche Wärmetauscher können von Beheizung mit Dampf von p_e = 3 oder 5 oder gar 8 bar auf Betrieb mit Dampf von p_e = 0,5 bar umgestellt werden, ohne dass ihre Leistung infolge der gesunkenen Heiztemperatur unzulässig niedrig wird.



Sollte die Leistung jedoch nicht ausreichen, so kann die Anschaffung eines zusätzlichen Wärmetauschers zur Deckung des Spitzenbedarfs in die Wirtschaftlichkeitsberechnung einbezogen werden. Dies gilt insbesondere für billige Wärmetauscher wie einfache Gegenstromapparate und Warmwasserbereiter.

In manchen Kesselhäusern steht es um die Abwärmeausnutzung noch sehr schlecht. Der Brüdendampf entweicht in dicken Schwaden aus dem Kondensatsammelgefäß, während der Entgaser aus dem Dampfkessel mit Hochdruckdampf versorgt wird, der auf p_e = 0,2 bar reduziert wird. Gerade der Entgaser ist ein idealer Nachdampf-Verbraucher, denn zuzeiten von hohem Dampfverbrauch der Anlage mit großem Anfall von Nachdampf besteht ein hoher Entgasungsdampfbedarf und umgekehrt, bei geringem Frischdampfbedarf und niedrigem Nachdampfanfall ist auch der Entgasungsdampfbedarf gering.

Häufig wird auch die Wärmeenergie des aus dem Kessel geführten Absalzwassers nicht ausgenutzt. Ein für die Energieausnutzung im Kesselhaus vorbildliches Fließschema zeigt das große Bild auf der vorigen Seite.

In der heutigen Zeit der hohen Brennstoffpreise sollte eine Dampfanlage ohne jede Nachdampfwolke über dem Werksgelände arbeiten. Mittel und Wege zur Erfüllung dieser Aufgabe gibt es genug. Die eingesparte Energie macht die Denkarbeit und die Investitionskosten meist schon in kurzer Zeit bezahlt: in günstigen Fällen in einem halben Jahr, in ungünstigen Fällen dauert es kaum länger als 2 Jahre.

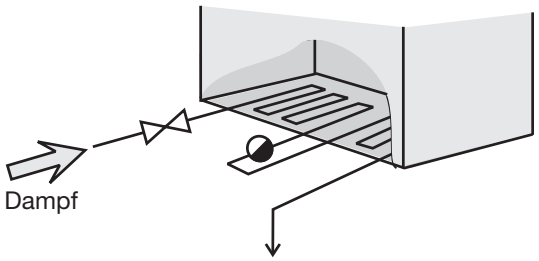
9.7 Isolierung von Kondensatleitungen

Die Sicherheit kommt zuerst: Ohne Rücksicht auf andere Überlegungen sind Kondensatleitungen überall dort, wo sie von Menschen berührt werden können, mindestens mit einer Schutzisolierung zu versehen.

Weil wir dem heutigen Gebot folgend jede Energie gewissenhaft ausnutzen, ist auch aus diesem Grunde die Kondensatleitung ebenso sorgfältig zu isolieren wie die Dampfleitung.

9.8 Kondensatkühlung

Zur Abwärmeverwertung ist die Kondensatkühlung nur in besonders einfachen Fällen zu empfehlen.



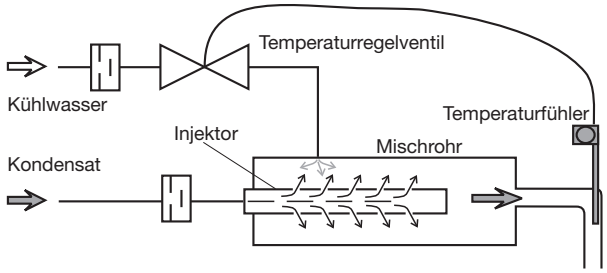
Im allgemeinen sind mit der Kühlung einer heißen Kondensatleitung – die ja mehr eine Dampfleitung als eine Wasserleitung ist – aber die Gefahren verbunden, die bereits am Beispiel eines Reparaturbetriebs beschrieben wurden: wechselnder Gegendruck und Wasserschlag. Die Anordnung nach Kap. 9.5 ist deshalb vorzuziehen, nämlich Abtrennen des Nachdampfes und dessen Verwertung.

Kondensatkühlung unter 100 °C ist nur dann angebracht, wenn das Kondensat aus wichtigem Grund ins Freie abgelassen wird, z. B. wenn es so stark verunreinigt ist, dass die Aufbereitung zu teuer wäre, oder wenn sich bei größerer Entfernung vom Kesselhaus die Rückführung einer verhältnismäßig kleinen Kondensatmenge nicht lohnt. In solchen Fällen ist die Abkühlung oft unerlässlich, weil die von heißem Kondensat ausgehende Schwadenbildung stören und im Winter zu gefährlicher Vereisung der Umgebung führen würde – oder weil das Wasserbauamt nicht duldet, dass Wasser mit mehr als 40 bis 60 °C in den Abwasserkanal geleitet wird – oder wenn die Wasserstraßenbehörde den Fischen zuliebe, oder aus anderen Gründen, eine Abwassertemperatur von höchstens 30 °C vorschreibt.

Unter diesen Umständen – und sie sollten die Ausnahme sein – wird das Kondensat nach Möglichkeit zur Beheizung irgendwelcher Wärmeverbraucher eingesetzt: Vorwärmer, Behälterheizung, Warmwasserbereiter, usw. Ist dies nicht möglich, entstehen sogar noch Kosten für die Kondensatkühlung.

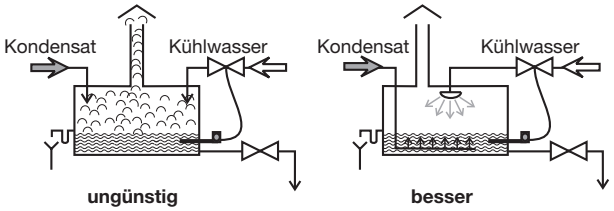
Bei kleinen Kondensatmengen genügt es, das Kondensat durch ein luftgekühltes Register aus Scheibenrippenrohr zu schicken oder es in Abkühlbehältern zu sammeln. Das auf der nächsten Seite folgende Diagramm „Wärmeverluste in Räumen von ca. 20 °C“ ermöglicht eine Abschätzung der Wärmeabgabe solcher Anordnungen. (Die Oberfläche glatter Rohre ist aus der Tabelle „Nahtlose Stahlrohre…“ Anhang 4 zu ersehen.)

Mittlere und große Kondensatmengen erfordern eine leistungsfähige Kühlvorrichtung oder die Vermischung mit Kaltwasser. Hat das Kondensat bereits eine Zulauftemperatur unter 100 °C, so kann eine einfache Mischvorrichtung eingesetzt werden.



Kondensattemperaturen über 100 °C können u. U. ebenfalls noch mit der im gezeigten Apparatur beherrscht werden. Das Injektorrohr muss in diesem Fall kleine Löcher mit verhältnismäßig großen Abständen aufweisen; der Gesamtquerschnitt der Löcher (d. h. Lochzahl mal Lochquerschnitt) sollte etwa so groß sein wie der Querschnitt der Kondensatleitung.

Weniger Geräuschentwicklung und geringeren Kaltwasserbedarf erreicht man mit der etwas aufwendigeren Anordnung.



In dem Mischbehälter wird das zulaufende Kondensat auf etwa Atmosphärendruck entspannt; der Entspannungsdampf entweicht durch die Entlüftungsleitung, so dass kein Kaltwasser für die Kondensation des Entspannungsdampfes benötigt wird. Ist eine Ausdampfung nicht erwünscht, dann wird das Kondensat nebst Nachdampf mit einem Injektorrohr unterhalb des Wasserspiegels eingeführt und das zulaufende Kaltwasser zur Kondensation der Dampfschwaden eingesprüht.

9.9 Kondensataufbereitung

Für kleinere Dampfkessel bis zu mittleren Betriebsüberdrücken wird auf eine besondere Behandlung des Kondensats häufig verzichtet: Kondensat ist ja destilliertes Wasser und erfüllt deshalb unter günstigen Bedingungen die Anforderungen, die an das Kesselspeisewasser gestellt werden.

Kondensat kommt aber häufig mit Luft in Berührung, z. B. beim Aufheizen der Anlage und bei zeitweisem Unterdruck im System. Deshalb ist es besser, das zurückgeführte Kondensat über die Entgasungsanlage zu leiten.

Undichtheiten in der Produktionsanlage sind nicht auszuschließen; wo sie zu unzulässiger Verunreinigung des Kondensats führen würden, ist die laufende Überwachung des Kondensats erforderlich. Das kann in kleineren Anlagen durch die Einschaltung von Kontrolltanks geschehen. Bei größeren Anlagen wird zur Kontrolle beispielsweise die Leitfähigkeit des Wassers fortlaufend gemessen.

Ungelöste Beimengungen zum Kondensat, wie z. B. Oxidations-produkte (Rost), durch Erosion abgetragene Metallteilchen und unlösliche Salze, werden durch Kiesfilter entfernt. Bei höheren Dampfdrücken und größeren Dampfkesseln werden höhere Ansprüche an das Speisewasser gestellt, entsprechend den Technischen Regeln für Dampfkessel TRD 611. Siehe auch Hinweise Kapitel 3.8.

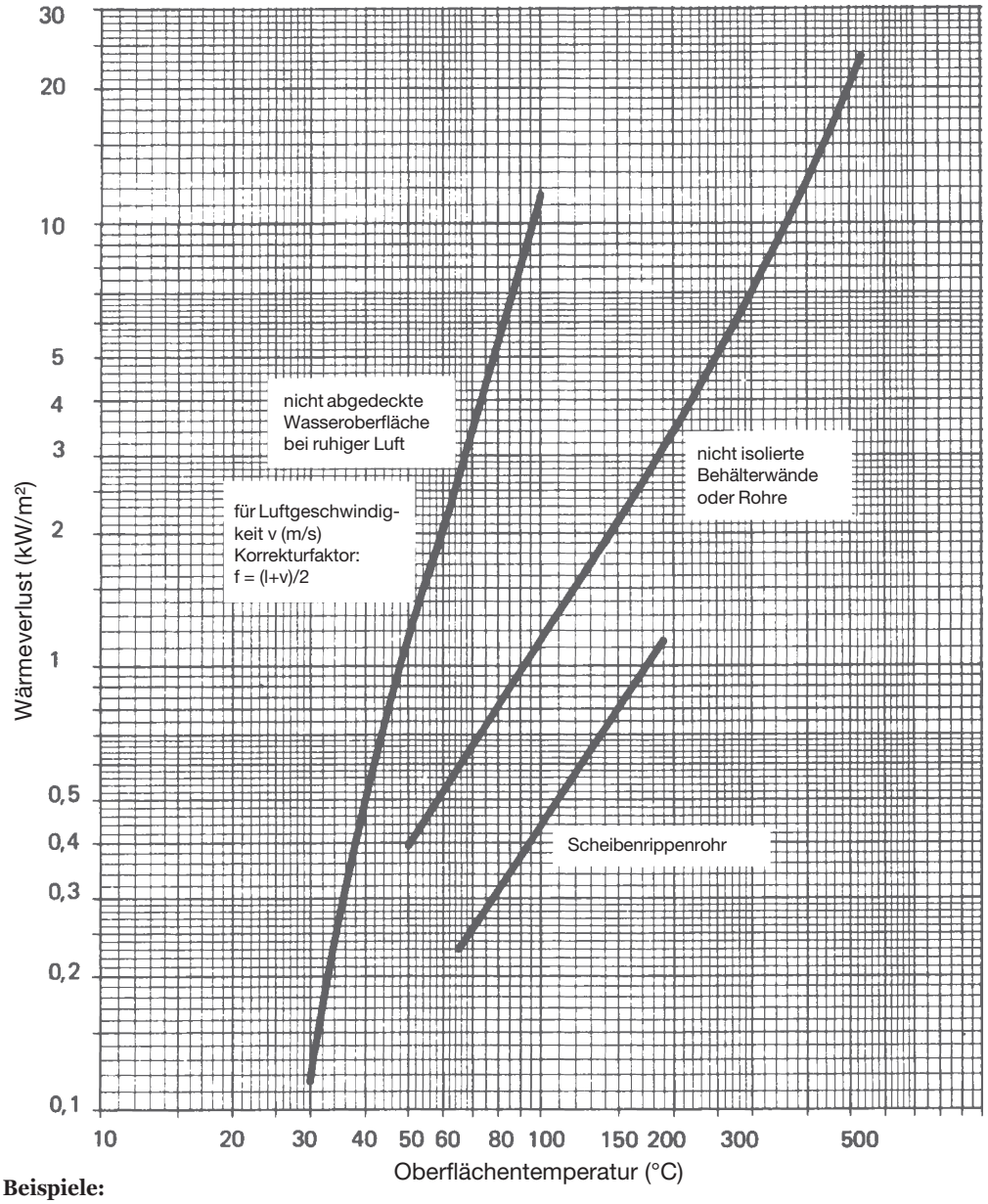
Tritt in einzelnen Fällen eine Ölbeimischung zum Kondensat auf, so ist eine Reinigung mit Aktivkohlefiltern nötig. Es sollte alles unternommen werden, um Verunreinigungen des Kondensates durch Öl zu vermeiden, denn die Ölabscheidung ist schwierig und kostspielig; andererseits kann Öl im Speisewasser unangenehme Kesselschäden verursachen.

Für den modernen Hochdruckkesselbetrieb muss das Speisewasser noch erheblich reiner sein als das destillierte Wasser der Apotheke. Hier ist das aus dem Werk zurückkommende Kondensat in jedem Fall aufzubereiten – wenn man auf seine Zurücknahme nicht sogar ganz verzichtet und die Kondensatverwertung den dampfverbrauchenden Betrieben überlässt. (Die Betriebe sind dazu aber oft noch weniger in der Lage als das Kraftwerk, so dass das Kondensat (= Wasser und Wärme) schließlich unausgenutzt bleibt zum Schaden der Firma als Ganzes.)

Werden ungewöhnliche Kondensatverunreinigungen festgestellt, dann ist es viel wichtiger, die Ursachen dieser Störungen zu suchen und zu beseitigen als lediglich das Kondensat zu säubern.

9.9.1 Wärmeverluste in Räumen von ca. 20 °C

(nur zur überschlägigen Berechnung)



Beispiele:

1. Ein offener, nicht isolierter Behälter, 4 m lang, 1,5 m breit, 1 m hoch, mit Wasser von 80 °C gefüllt, verliert Wärme:
   a) durch die Verdunstung von der Wasseroberfläche von A = 4 · 1,5 = 6 m² :
   $$\mathbf{Q_a = 5{,}8 \cdot 6 = 34{,}8\ kW}$$
   b) durch die Behälterwände und den Boden mit zusammen A = 17 m² Oberfläche:
   $$Q_b = 0{,}8 \cdot 17 = 13{,}6\ kW$$
   Der Gesamte Wärmeverlust des Behälters beträgt also etwa 48,4 kW.

2. Nicht isolierte Kondensatleitung DN 100 von 50 m Länge in einem Innenraum bei einer Rohrtemperatur von 100 °C .
   Gesamte Rohroberfläche: A = 18 m²
   Wärmeverlust: $Q = 1{,}1 \cdot 18 = 19{,}8\ kW$

3. 50 m Scheibenriprohr DN 100 aus Stahl haben bei einem Scheibenabstand von 10 mm und einem Scheibendurchmesser von 160 mm eine gesamte Oberfläche von rd. A = 135 m². Ist das Rohr mit Wasser von 100 °C gefüllt, so beträgt die Wärmeabgabe annähernd:
   $$\mathbf{Q = 0{,}43 \cdot 135 = 58{,}0\ kW}$$

9.10 Wasseraufbereitung

Wasser ist ein hervorragendes Lösungsmittel. Deshalb enthält es als Rohwasser (Grundwasser oder Fluss- bzw. Seewasser) und auch noch als vorbehandeltes Leitungswasser viele Stoffe in gelöstem Zustand. Würde solches Wasser zur Kesselspeisung verwendet, so können Ablagerungen sehr schnell den Kessel und die Rohrleitungen unbrauchbar machen. Werden die im Wasser gelösten Gase, besonders Sauerstoff und Kohlendioxid, nicht entfernt, dann sind Korrosionsschäden die Folge. Die im natürlichen Wasser vorhandenen Fremdstoffe müssen deshalb entfernt werden, bevor das Wasser zur Dampferzeugung geeignet ist.

Verschiedene Filter beseitigen anorganische und organische Schwebestoffe. Enthärtung, Entkieselung, Entsalzung sowie die Entfernung nicht filterbarer Fremdkörper erfolgen durch Fällverfahren und Flockung, wobei aus den gelösten Stoffen durch Zusätze ungelöste Stoffe (und Wasser) entstehen, die ausgefiltert werden können.

Höchste Reinheit erreicht man bei der Vollentsalzung durch Ionenaustausch: Kunstharze binden die gelösten Stoffe und geben statt dessen Wasser ab. Nach einiger Betriebsdauer können die Kunstharze leicht in den Ausgangszustand zurückverwandelt, „regeneriert“, werden. Ebenso effektiv arbeiten Umkehr-Osmose-Anlagen.

Zusatzstoffe als „Inhibitoren“ bekämpfen die Bildung von schädlichen Ablagerungen oder neutralisieren die korrosive Wirkung mancher Fremdstoffe.

Die Entgasung erfolgt „thermisch“ durch Erhitzung des Wassers bis zum Siedepunkt und anschließende Entfernung der ausgetriebenen Gase. Danach noch im Wasser gelöster Sauerstoff wird nötigenfalls durch Beigabe von Chemikalien (z. B. Hydrazin), also durch „chemische Entgasung“, unschädlich gemacht.

Der Dampffachmann zieht in allen Fragen der Wasseraufbereitung die umfangreiche Fachliteratur zu Rate. Gründlich und umfassend wird dieses Thema z. B. in dem Buch von Splittgerber und Ulrich: „Wasseraufbereitung im Dampfkraftbetrieb“, behandelt; in diesem Werk sind auch mehr als 2000 Literaturstellen zu Einzelfragen angegeben. Einen guten Überblick bietet auch das Spirax-Sarco-Buch „Grundlagen der Dampfkesselregelung“.

Die beste technische Lösung der Wasseraufbereitung ergibt sich erst aus den jeweiligen Umständen wie Kesselart, Kesselleistung, Betriebsbedingungen, Wasserbeschaffenheit. Enge Zusammenarbeit mit Anlagenplanern, Kesselherstellern, Überwachungsvereinen und mit den Fachfirmen für Wasseraufbereitung ist unerlässlich, um nicht nur eine gute technische Lösung zu finden, sondern auch eine wirtschaftlich vertretbare. Dabei sind unbedingt die schon erwähnten, von der VdTÜV herausgegebenen „Richtlinien für die Speise- und Kesselwasserbehandlung…“ zu beachten. Im Einzelfall und insbesondere, wenn Betriebsschwierigkeiten oder Schäden auftreten, sollte der Rat eines Fachmannes eingeholt werden. Hier kann man sich an Firmen wenden, die Wasseraufbereitungsanlagen bauen, oder an die Technischen Überwachungsvereine, die dafür Fachabteilungen haben.

Die beste Wasseraufbereitungsanlage kann Schäden verursachen, wenn sie unsachgemäß bedient wird. Der Betreiber eines Dampfkessels sollte deshalb auf die sorgfältige laufende Bedienung, Überwachung und Instandhaltung der Wasseraufbereitung großen Wert legen.

In diesem Zusammenhang ist es vielleicht gerechtfertigt, eine Bemerkung zur thermischen Speisewasserentgasung zu machen: Die Erhitzung des Speisewassers bis zur Siedetemperatur genügt allein nicht. Die ausgetriebenen Gase müssen vielmehr laufend abgeführt werden. Das ist aber bei einfachen Aufkocheinrichtungen, wie sie früher überwiegend eingesetzt wurden, nur möglich, wenn laufend eine geringe Dampfmenge aus dem Entgaser austritt, die freigewordene Gase mitreißt. Neuere Entgaserbauarten sind wirksamer, aber auch nur dann, wenn die Apparatur vorschriftsgemäß betrieben wird. Eine typische Anordnung zeigt die nächste Seite.

9.11 Der Speisewasserbehälter

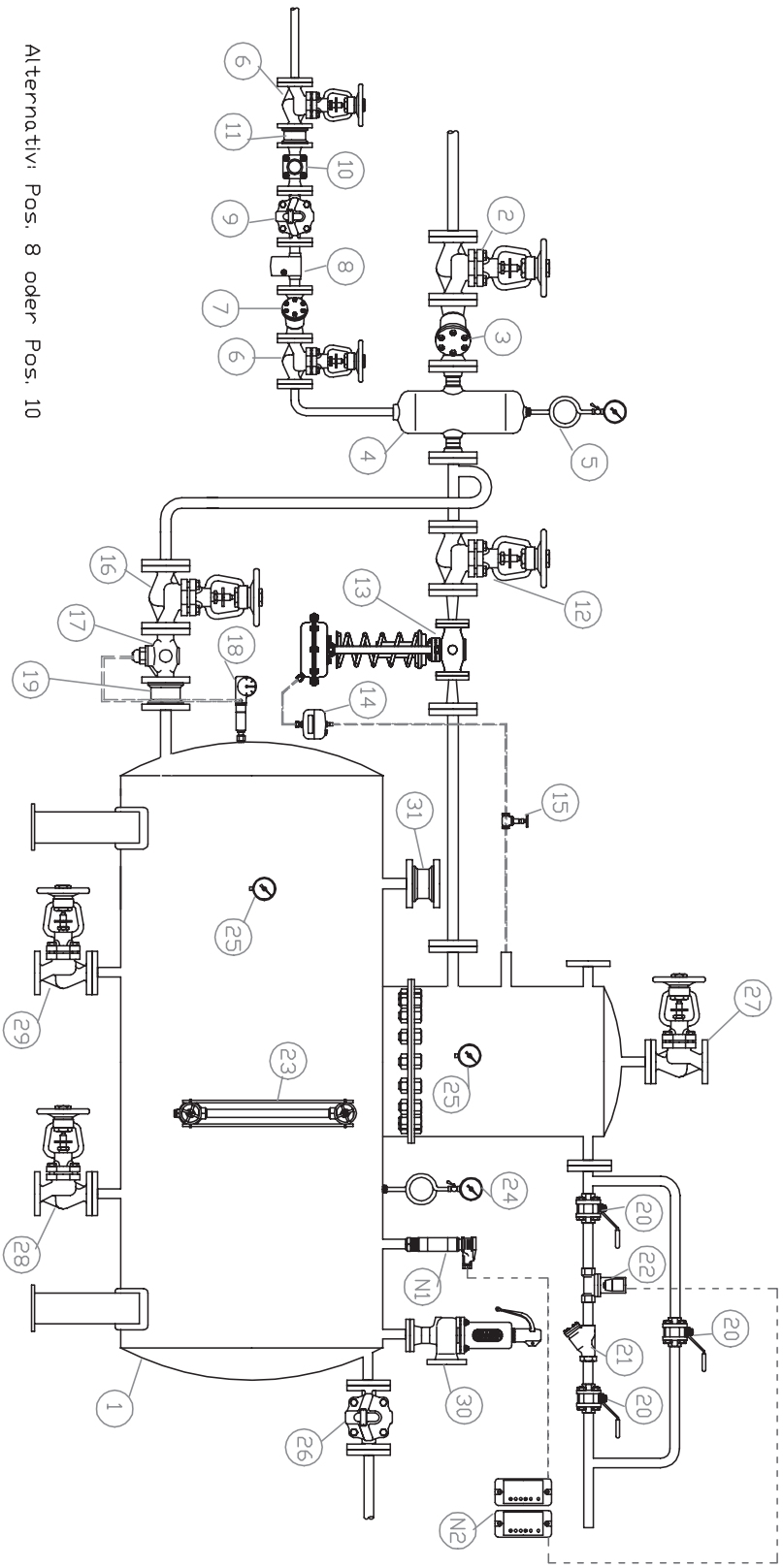
Zurückgeführtes Kondensat und das Zusatzwasser als Ersatz für verlorengegangene Dampf- und Kondensatmengen werden nach entsprechender Aufbereitung in einem Vorratsbehälter gesammelt, aus dem eine Pumpe den Kessel speist (Kapitel 2 und 3).

Wegen der Abwärmeverwertung einerseits und durch die thermische Entgasung anderseits ergibt sich oft eine Speisewassertemperatur von etwa 100 °C bei etwa Atmosphärendruck. Damit ist auch der Vorteil verbunden, dass das entgaste Speisewasser infolge der Siedetemperatur nicht wieder Sauerstoff aus undichten Stopfbuchsen und Flanschverbindungen aufnimmt.

Durch die „Saugwirkung“ der Kesselspeisepumpe wird der Druck des zulaufenden Speisewassers aber erniedrigt. Bei einer Wassertemperatur nahe dem Siedepunkt verdampft dann das Wasser, und der Förderstrom reißt ab. Wenn die Kreiselpumpe nahe am Verdampfungspunkt arbeitet, entsteht „Kavitation“ (= Hohlraumbildung) mit Leistungsverminderung, Vibration, erhöhtem Verschleiß und Geräuschbildung – sogar ganze Stücke können dann aus dem Pumpenlaufrad herausgerissen werden.

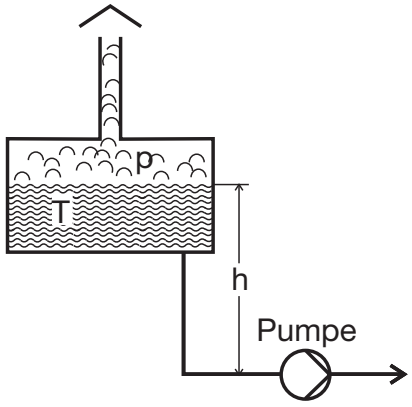
Der Speisewasserbehälter wird deshalb einige Meter oberhalb der Speisepumpe montiert. Je Meter Zulaufhöhe steigt nämlich der statische Druck des Speisewassers an der Pumpe um etwa 0,1 bar über den Druck im Speisewasserbehälter an. Bei ausreichender Zulaufhöhe kann damit das Wasser am Eintritt der Pumpe nicht mehr verdampfen, und die Kavitationsgefahr ist verringert. Wie groß die Zulaufhöhe mindestens sein muss, kann der Lieferant der Speisepumpe anhand der Eigenschaften und Betriebsdaten seiner Pumpe sowie aufgrund der Wassertemperatur angeben (NPSH-Wert).

9.10.1 Beispiel einer Entgasungsanlage



1	Entgasungsanlage	7	Schutzfänger	13	Druckregler
2	Absperrventil	8	Prüfkammer	14	Ausgleichsgefäß
3	Schmutzfänger	9	Kondensatableiter	15	Nadelventil
4	Trockner	10	Schauglas	16	Absperrventil
5	Manometergarnitur	11	Rückschlagventil	17	Temperaturregelventil
6	Absperrventil	12	Absperrventil	18	Temperaturregler

19	Rückschlagventil	25	Thermometer	31	Rückschlagventil
20	Kugelhahn	26	Überlaufregler	N1	Niveausonde
21	Schmutzfänger	27	Absperrventil	N2	Niveauschalter
22	Magnetventil	28	Absperrventil		
23	Wasserstand	29	Absperrventil		
24	Manometergarnitur	30	Sicherheitsventil		



Einige Erfahrungswerte für Kreiselpumpen sind in der folgenden Tabelle angegeben.

p	Druck im Sammelgefäß [bar]	1				Sattdampfdruck
t	max. Wassertemperatur [°C]	bis 70	80	90	100	Siedetemperatur
h	Mindest-Zulaufhöhe (geodätische Höhe) [m]	0	0–2	1–3	3–6	3–6 je nach Pumpe und Betriebsdaten

Unter Umständen kann die nötige Zulaufhöhe herabgesetzt werden, wenn man zwei Pumpen hintereinander schaltet: eine Vorpumpe, die eine geringe Zulaufhöhe erfordert, liefert lediglich den nötigen Zulaufdruck für die nachfolgende Kesselspeisepumpe.

Diese naturbedingte höhere Anordnung des Speisewasserbehälters hat allerdings zur Folge, dass oft das Kondensat erst auf die Höhe des Behälters gebracht werden muss. Das geschieht am einfachsten mit einem Kondensatheber (Kap. 8.6). Andernfalls würde mindestens ein Teil der Anlage ungenügend entwässert.

Wie groß soll der Speisewasserbehälter sein? Bei sehr kleinen Anlagen mit Leistungen bis zu einigen hundert kg/h kann man sich an die Faustregel halten: Behälterinhalt = Kesselleistung pro Stunde. – Für größere Anlagen käme diese Regel unnötig teuer. Der Behälter hat zwei Forderungen zu erfüllen:

1. Der Speisewasservorrat muss den Kesselbedarf während des Aufheizens der Anlage (nicht des Kessels) so lange decken, bis der normale Kondensatrücklauf aus der Anlage erreicht ist (andernfalls würde Zusatzwasser eingespeist, das nach dem Abstellen der Anlage verloren ginge). Setzt man diese Zeit bis zum Erreichen des Dauerzustandes zu ⅙ bis ½ Stunde an – je nach Weiträumigkeit der Anlage –, dann sollte der Behälterinhalt etwa ½ bis ⅔ der Kesselleistung betragen. (Der Behälter läuft dann nicht ganz leer, weil ja Kondensat schon zurückkommt, bevor der Dauerzustand erreicht ist.)
2. Der Inhalt des Speisewasserbehälters muss ein Mehrfaches der Volumenschwankung des Kesselwassers zwischen zwei Schaltintervallen der Speisepumpe betragen. Die Wasserstandsregelung des Kessels ist aus Gründen des Kesselbetriebs gewöhnlich so ausgeführt, dass die Volumenschwankung des Kesselwassers nur einen kleinen Bruchteil der stündlichen Verdampferleistung ausmacht. Die Schalthäufigkeit der Speisepumpe bleibt dann immer noch in den zulässigen Grenzen. Im Dauerbetrieb genügt deshalb ein Speisewasserbehälter, der ca. ½ des stündlichen Kesselbedarfs fasst.

Die unter 1. angegebene Forderung verlangt den größeren Behälter, nach ihr kann man sich bei Anlagen bis zu mittlerer Größe richten, wenn sie öfter abgeschaltet werden. Sind Abschaltungen selten, so genügt es, die 2. Forderung zu erfüllen. – Für große Anlagen ist dagegen eine sorgfältige Berechnung erforderlich, die alle genannten Gesichtspunkte berücksichtigt. Das Speisewasser muss mindestens 20–30 Minuten im Entgaser (Speisewasserbehälter) verweilen.

In jedem Fall ist darauf zu achten, dass erst dann Zusatzwasser in den Speisewasserbehälter eingespeist wird, wenn der Wasserspiegel unter die normalen Niveauschwankungen absinkt – sonst entstehen laufende Verluste an wertvollem aufbereitetem Wasser.

Der Speisewasserbehälter wird abgedeckt ausgeführt. Hat das zurückkommende Kondensat eine niedrige Temperatur, dann werden durch die abgedeckte Ausführung Wärme- und Wasserverluste durch Verdunstung weitgehend verhindert. Bei hoher Kondensattemperatur ist die abgedeckte Ausführung des Behälters nötig, um die Dampfschwaden aus dem Aufstellungsraum fernzuhalten. Natürlich muss solcher Entspannungsdampf durch eine Entlüftungsleitung abgeführt werden.

Wie groß würden Sie diese Entlüftungsleitung wählen, wenn in einer Anlage etwa 600 kg/h heißes Kondensat aus einem 8-bar-Netz zurückkommen? Die Dampfleitung, die diesen Betrieb versorgt, wäre mit DN 40 normal ausgelegt.

In einer Fabrik, in der diese Kondensatbedingungen vorlagen, explodierte eines Tages der Kondensatbehälter, und ein Mensch wurde getötet. Ursache: Die Entlüftungsleitung war zu klein: Bei Entspannung von p_e = 8 bar auf 0 bar entstehen gemäß Diagramm rd. 14 % Nachdampf. Im ungünstigsten Fall müssen durch die Entlüftungsvorrichtung etwa 12 % der gesamten Kondensatmenge als Dampf von 1 bar abgeführt werden, das sind 600 · 0,12 = 72 kg/h. Die Entlüftungsleitung hatte die Nennweite 15.

In welcher Größe hätten Sie die Entlüftungsleitung ausgeführt? Zunächst: Genaugenommen wird keine Entlüftungsleitung benötigt, sondern eine Dampfleitung. „Entspannungs- und Belüftungsleitung“ wäre die funktionsgerechte Bezeichnung. In Kapitel 6.3 war gesagt worden, dass der Druckabfall in kürzeren Dampfleitungen vernachlässigt werden kann, wenn die Geschwindigkeit unter 60 m/s liegt. Im hier genannten Fall wäre für 72 kg/h Dampf von 1,1 bar (p_e = 0,1 bar) bei 25 m/s lt. Diagramm von Kapitel 4 eine Leitung DN 40 erforderlich.

Auch das Kondensatleitungsdiagramm ist so ausgelegt, dass der Druckabfall vernachlässigbar ist. Es kann deshalb ebenfalls zur Auslegung einer Entlüftungsleitung verwendet werden, wenn die Kondensatmenge (nicht die Nachdampfmenge!) zugrunde gelegt wird. Diese Methode erspart die Berechnung der zu erwartenden Nachdampfmenge, ergibt aber eine größere Leitung, weil hier ja auch noch für die gesamte Kondensatmenge Platz vorgesehen ist, die nicht durch die Entlüftungsleitung fließt – hoffentlich.

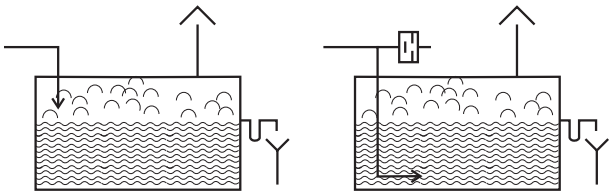
In unserem Beispiel ergibt das Diagramm aus Kapitel 8.4: Vordruck 9 bar, Druck am Leitungsende 1 bar, Kondensatdurchfluss 600 kg/h – also Leitung mit Innendurchmesser D_i = 60 mm, d. h. DN 65 oder noch DN 50.

Der ausführliche Weg wurde bereits oben angedeutet: Berechnung der maximal zu erwartenden Nachdampfmenge, dann Berechnung der Entlüftungsleitung als Dampfleitung so, dass der höchstzulässige Behälterdruck nicht überschritten wird.

Besitzt der Speisewasserbehälter keine Entlüftungsleitung bzw. arbeitet er grundsätzlich mit Überdruck, dann muss der Behälter selbstverständlich nach den Vorschriften für Druckbehälter gebaut sein (Merkblätter der „Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter," zu beziehen vom Beuth-Verlag, Köln).

In dem soeben geschilderten Fall hatte die überschüssige Wärme sehr bedauerliche Folgen. Kann die Wärme dagegen vor dem Speisewasserbehälter verwertet werden, dann ist es angebracht, den Speisewasserbehälter über den etwaigen Berührungsschutz hinaus gut zu isolieren, um auch hier Wärmeverluste zu vermeiden.

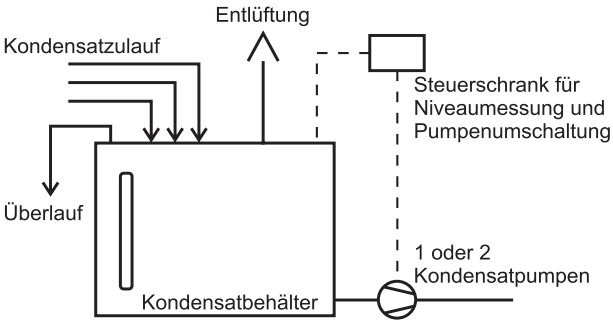
Die Einführung der Kondensatleitung in das Sammelgefäß verdient noch einen Hinweis (sofern sie nicht über die thermische Entgasung erfolgt). Im allgemeinen sollte die Zuleitung über dem höchsten Wasserspiegel, bestimmt durch den Überlauf, liegen. Dann kann nämlich kein Kondensat durch die Kondensatleitung zurückgesaugt werden, wenn in der Anlage ein Unterdruck entsteht (z. B. bei der Außerbetriebnahme).



In sehr einfachen Anlagen möchte man u. U. den aus der Kondensatleitung kommenden Nachdampf dazu benutzen, den Behälterinhalt durch Aufkochen zu entgasen. Dann muss die Kondensatleitung unterhalb des Wasserspiegels enden. Die im letzten Bild gezeigte Rückschlagklappe würde zwar das Zurücksaugen des Kondensats verhindern, aber eine Entwässerung der Kondensatleitung wäre bei Unterdruck in der Leitung nicht möglich. Es kann deshalb besser sein, den Unterdruck durch Anordnung der Rückschlagklappe durch Belüftung der Leitung zu beseitigen. Nun wird kein Kondensat zurückgesaugt, und die Kondensatleitung kann – entsprechendes Gefälle vorausgesetzt – auch bei Außerbetriebnahme leerlaufen.

Die Wasservorlage des Überlaufs verhindert, dass Dampfschwaden durch den Überlauf austreten.

Ein Wort noch zu Kondensatrückspeiseanlagen bzw. Kondensatsammelbehältern, die irgendwo in einer Dampfanlage stehen; Beispiele haben Sie in den Zeichnungen in Kapitel 8.3 gesehen: Die Kondensatsammelbehälter sollten so bemessen sein, dass sie ca. $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{6}$ der stündlich anfallenden Kondensatmenge aufnehmen können. Zwei außenliegende Pumpen mit automatischem Umschaltgerät fördern das Kondensat entweder auf Anforderung (Überfüllung beachten!) oder nach eigenem Füllstand zurück in den Speisewasserbehälter im Kesselhaus.



10. Regelsysteme in Dampfanlagen

Wesentlichen Einfluss auf die Funktion von dampfbetriebenen Apparaten hat die Regelungstechnik. Die folgenden drei Regelaufgaben sind wesentlich für Dampf- und Kondensatsysteme und daher Bestandteil dieses Buches. Die Funktion wurde bewusst vereinfacht dargestellt, reicht jedoch für den üblichen Gebrauch völlig aus.

- Die Druckreduzierung
- Die dampfseitige Temperaturregelung von Wärmetauschern
- Die kondensatseitige Temperaturregelung von Wärmetauschern

Weitere Regelaufgaben und ihre praxisgerechte Ausführung können Sie dem Spirax Sarco Buch „Grundlagen der Regelungstechnik anhand von Beispielen aus der Praxis“ entnehmen, zum Beispiel:

- Niveausteuerung und Regelung von Kondensatrückspeiseanlagen
- Regelung von Reindampferzeugern
- Regelung von thermischen Entgasern
- Beheizung von Flüssigkeitsbehältern
- Mengenregelung mittels Dampfmengenmessung

10.1 Die Druckreduzierung

Wie kann der Dampfdruck reduziert werden? Das Prinzip ist einfach: Man setzt in die Dampfleitung ein Ventil, das nur so weit geöffnet wird, dass der Dampf im Ventil so viel Druck verliert, dass er mit dem gewünschten (niedrigeren) Druck abströmt.

Ein gewöhnliches Absperrventil könnte diesen Zweck erfüllen, wenn der Vordruck stets gleich bliebe und wenn immer die gleiche Dampfmenge entnommen würde. Aber Sie wissen ja, dass diese Annahmen eine Utopie sind, dass die Betriebsbedingungen in der Praxis schwanken. Deshalb wird das Ventil, in dem der nötige Druckabfall erfolgt, das „Reduzierventil“, stets selbsttätig von dem reduzierten Druck so gesteuert, dass dieser Druck annähernd konstant bleibt.

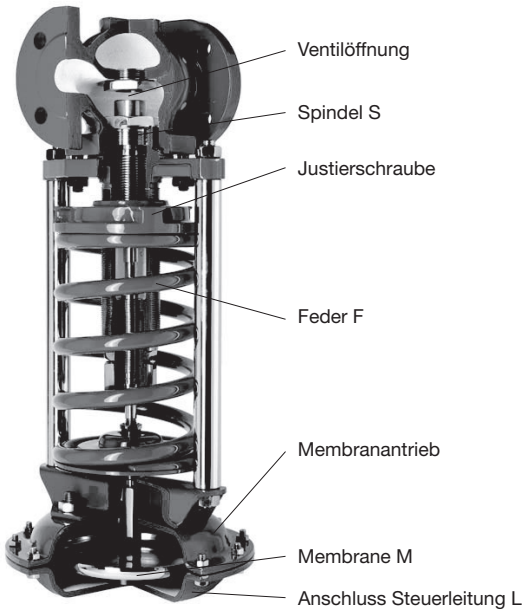
Wir stellen Ihnen mehrere Möglichkeiten zur industriellen Druckregelung/Druckreduzierung vor:
- *Membrangesteuerte Druckregler*
- *Druckregler mit Pilotventil*
- *Stellventile mit Hilfsenergie*
- *Druckminderstationen*
- *Sicherheitsventile*

10.1.1 Membrangesteuerte Druckregler

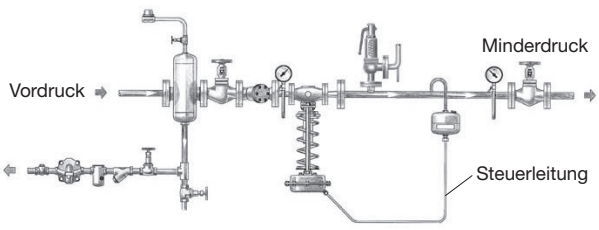
Im einfachsten Fall liegt einer Druckregelung ohne externe Hilfsenergie das folgende Prinzip zugrunde:

Vor dem Ventil herrscht der „Vordruck“ VD, hinter dem Ventil der „Minderdruck“ MD (weil kleiner), manchmal auch „reduzierter Druck“ oder „Abströmdruck“ genannt.

Nehmen wir an, das Reduzierventil sei bereits so eingestellt, dass gerade der gewünschte Minderdruck erreicht wird. Wird nun weniger Dampf entnommen, dann strömt der Dampf im Reduzierventil langsamer, dadurch wird der Druckverlust im Ventil kleiner und der Minderdruck steigt.



Diese Erhöhung des Minderdrucks wird aber sofort durch die Steuerleitung L auf die Membrane M übertragen: Die Membrane und damit die Ventilspindel S wird gegen die Kraft der Feder F nach oben gedrückt, die Ventilöffnung wird also etwas kleiner, der Druckabfall wird größer, der Minderdruck sinkt wieder auf (fast) den alten Wert.



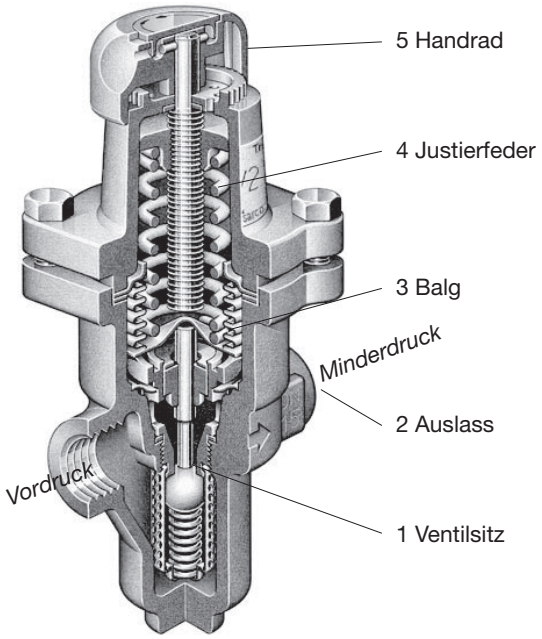
Wird dagegen mehr Dampf entnommen, so hat dies eine höhere Dampfgeschwindigkeit zur Folge, dadurch wird der Druckabfall im Ventil größer, so dass der Minderdruck sinkt. Damit sinkt aber die von unten auf die Membrane wirkende Kraft: Die Feder drückt Membrane und Ventilspindel nach unten, die Ventilöffnung wird größer, der Druckabfall im Ventil nimmt ab, der Minderdruck steigt wieder auf (fast) den alten Wert. In gleicher Weise vermindert das Reduzierventil den Einfluss von Schwankungen des Vordrucks. Das Reduzierventil hält also den Minderdruck selbsttätig konstant.

Wird ein höherer Minderdruck gewünscht, dann dreht man die Justierschraube gegen den Membranantrieb; nun drückt

die Feder stärker auf die Membrane, die Ventilspindel geht nach unten, und der Minderdruck steigt, bis die Kraft, die von unten auf die Membrane wirkt, gleich der von oben drückenden Federkraft ist – und umgekehrt. (Häufig wird der Ventilkegel druckentlastet; diese Einrichtung wurde der besseren Übersichtlichkeit wegen im nebenstehenden Bild nicht gezeigt.)

Ein Hinweis noch zur Steuerleitung, die „regeltechnisch" die Rückführung des Istwertes zum Regler darstellt: Dampf kann durch diese Leitung direkt Kontakt zur Membran des Regler bekommen. Trotz noch so robuster Ausführung der Membranen werden diese durch die hohen Dampftemperaturen entweder sofort zerstört oder aber in kurzer Zeit spröde und brüchig. Das zwischengeschaltete Ausgleichsgefäß verhindert dies – natürlich nur dann, wenn es vor der Inbetriebnahme des Dampfsystem auch mit Wasser gefüllt wurde! Eine leider viel zu wenig beachtete Fehlerquelle bei der Inbetriebnahme.

Eine recht einfache Ausführung für ein Reduzierventil, bei dem der Minderdruck direkt das Ventil betätigt, erhält man, wenn statt der Membran ein Balg verwendet wird. Solche Reduzierventile sind für kleinere Durchflussmengen geeignet und sehr preiswert.

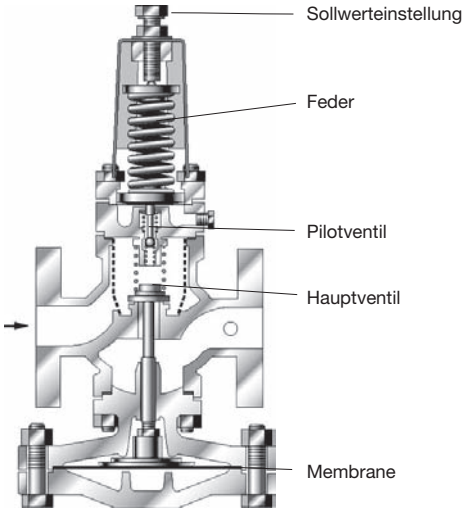


Dampf oder Druckluft strömt durch den Ventilsitz (1) zum Auslass (2). Von dort aus drückt der Minderdruck auf der Unterseite des Balges (3) gegen die Kraft der Justierfeder (4). Je nach dem Gleichgewicht der Kräfte ergeben sich verschiedene Ventilöffnungen, die die Einhaltung des Minderdruckes bewirken. Der gewünschte Minderdruck wird durch Drehen des Handrades (5) und die dadurch veränderte Spannung der Justierfeder eingestellt. Durchflussänderungen und damit verbundene Minderdruck-schwankungen wirken auf den Balg und werden durch Öffnen oder Schließen des Ventils ausgeglichen. Solche einfachen Druckregler sind geeignet für Einsatzfälle, wo eine lastabhängige Schwankung des Minderdruckes gestattet ist.

Nach diesem Grundprinzip arbeitende Regler sind seit langem in großer Zahl im Einsatz. Die Auswahl (und dementsprechend auch die Lagerhaltung) eines geeigneten Geräts ist allerdings nicht ganz so einfach wie das Prinzip. Für diese Geräteart müssen nämlich, auch bei druckentlastetem Ventil, die Federstärken und die Membrangrößen den jeweiligen Betriebsbedingungen gemäß ausgesucht werden (was der Hersteller u. U. sich selbst vorbehält), oder – anders ausgedrückt – für einen bestimmten Druckminderer ist der Bereich, in dem der Minderdruck eingestellt werden kann, verhältnismäßig klein, und die Regelgenauigkeit hängt von der jeweiligen Ausführung bzw. den Betriebsbedingungen ab.

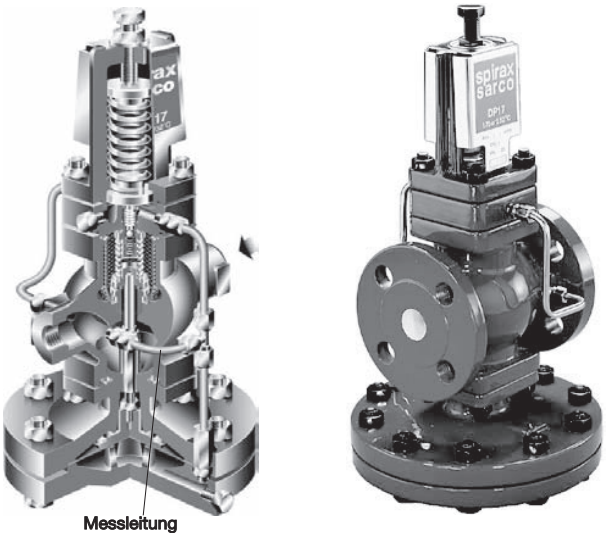
10.1.2 Pilotgesteuerte Druckregler

Auch durch ein Pilotventil gesteuerte Druckregel arbeiten ohne externe Hilfsenergie und sind streng genommen membran-gesteuerte Regelventile. Dabei wird jedoch nicht der Minderdruck zur Betätigung des Ventils benutzt, sondern der Vordruck:



Hier betätigt der Minderdruck lediglich ein Steuerventil (auch „Pilotventil" genannt), das die Arbeitsmembrane mit höherem oder niedrigerem Druck beschickt und so das Hauptventil betätigt. Da die Hauptmembrane mit einem höheren Druck beaufschlagt wird als im Fall des membrangesteuerten Druckreglers, darf die Hauptmembrane wesentlich kleiner sein. Da außerdem die Gegenfeder ganz wegfällt, baut dieses Reduzierventil sehr kompakt auf.

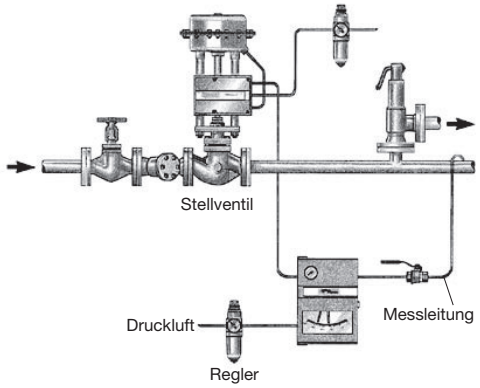
Da schon sehr kleine Änderungen des Minderdrucks genügen, um das Steuerventil zu betätigen, wird der Minderdruck bei diesen Reduzierventilen sehr genau konstant gehalten: Die Schwankungen liegen unter etwa ± 0,02 bar. Die „Messleitungen“ sind fest am Gerät angeschlossen.



Dieses Gerät kann leicht nach Prospekt ausgewählt werden, da die Membrangrößen nicht von den Betriebsbedingungen abhängen. Aus dem gleichen Grunde sind auch große Druckreduzierungen mit einem einzigen Gerät möglich: Ohne Änderung am Druckminderer können z. B. Minderdrücke zwischen p_e = 0,2 und 15 bar eingestellt werden.

10.1.3 Druckregelung mit Hilfsenergie

Die bisher beschriebenen Geräte ergeben in der Mehrzahl der Fälle gute technische Lösungen. Bei besonders ungünstigen Betriebsbedingungen genügt jedoch die Regelung ohne Hilfsenergie nicht. Starke und schnelle Schwankungen des Vordrucks oder der Entnahme z. B., erfordern eine andere Betätigungsweise des Reduzierventiles als es bei den oben beschriebenen Geräten der Fall ist. Dieses andersartige Eingreifen besorgt ein geeigneter Regler, der im Prinzip in die Steuerleitung eingeschaltet wird. Den gleichen Weg wird man auch wählen, wenn die Regelung besondere Forderungen erfüllen soll. Einen bestimmten zeitlichen Verlauf des geregelten Drucks, zum Beispiel, erreicht man durch einen elektronischen Programmregler.

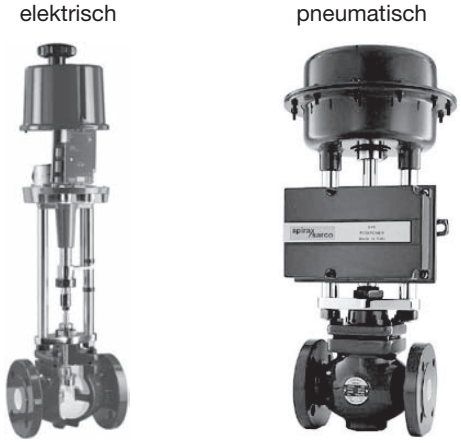


Der Unterschied im Arbeitsprinzip zu den Regelventilen ohne Hilfsenergie besteht darin, dass hier nicht der Vordruck zur Betätigung des Ventils benutzt wird, sondern elektrische oder pneumatische Hilfsenergie – und dass der Regler mehr oder weniger raffinierte Möglichkeiten besitzt, seine Reaktionsweise an die Erfordernisse der Anlage anzupassen. Die Auswahl solcher Geräte muss dem Regelungsfachmann überlassen bleiben.

Natürlich sind auch die Geräte ohne Hilfsenergie Regler. Sinngemäß spricht man bei dem Prinzip nach Kapitel 10.1.1 und 10.1.2 von Druckreduzierung bzw. Reglern mit direkter Steuerung (der Minderdruck wirkt direkt auf die Hauptmembrane) *ohne Hilfsenergie* (es ist keine Fremdenergie wie Elektrizität oder Druckluft nötig).

Das gezeigte Schema ist die Druckregelung durch einen Regler *mit Hilfsenergie*, der ein „Stellventil“ betätigt.

Eine grundsätzliche Warnung wollen wir bezüglich der Druckregelung mit einem elektrisch angetriebenen Ventil aussprechen: auch wenn die elektrischen Stellantriebe in den letzten Jahren immer besser und robuster geworden sind, ist die Druckregelung trotzdem normalerweise eine schnelle Regelung. Das Regelventil muss ständig nachstellen, oft in sekundenkurzen Zyklen. Die Antriebe der Regelventile sind entsprechend belastet und es ist nur eine Frage der Zeit, bis die Getriebe der elektrischen Antriebe mechanisch zerstört werden. Stellen Sie sich vor, ein Pkw müsste ständig vom Vorwärts- in den Rückwärtsgang schalten. Die dynamischen Belastungen würden die Zahnräder auf Dauer überbeanspruchen.



Elektrisch angetriebene Ventile finden ihren Einsatz in Zu- und Ablaufregelungen, bei der Temperaturregelung langsamer Prozesse und bei der kondensatseitigen Regelungvon Wärmetauschern.

Verwenden Sie für die Druckregelung daher in aller Regel pneumatisch angetriebene Stellventile. Soll die Ansteuerung elektrisch z. B. durch eine elektronischen Regler oder ein Prozessleitsystem erfolgen, wird eine elektro-pneumatischer Stellungsregler eingesetzt.

10.1.4 Die Druckminderstation

Wieder möchten wir Sie darauf hinweisen, dass das beste Gerät nichts nützt, wenn es nicht zweckentsprechend eingesetzt ist. Und selbst das billigste Gerät ist bei falscher Installation viel zu teuer. Denn nicht das Gerät ist das Wichtige, sondern die Lösung der technischen Aufgabe. Beispiel: Wird die Steuerleitung an einer Leitungsstelle mit besonders turbulenter Strömung angeschlossen, z. B. nahe einer Abzweigung oder an zu kleiner Rohrleitung, dann bekommt der Regler falsche Drücke gemeldet und reagiert demzufolge falsch – die Regelung ist schlecht oder unbrauchbar.

Wie wird eine „Reduzierstation" ausgeführt? Die erste Regel ergibt sich aus obigem Beispiel:

Die Steuerleitung muss richtig angeschlossen werden.

Es wurde bereits (das Naturgesetz) erwähnt, dass der Druck eines Stoffes, sei es eine Flüssigkeit oder Dampf, abnimmt, wenn der Stoff schneller strömt und wieder steigt, wenn der Stoff langsamer strömt oder zur Ruhe kommt. Deshalb muss die Steuerleitung für den Druckregler an einer Stelle ruhiger Strömung an die Minderdruckleitung angeschlossen werden. Auf eine Länge von 10 bis 15 Rohrdurchmesser, mindestens aber 1 m vor und 1 m hinter der Anschlussstelle der Steuerleitung, soll die Minderdruckleitung frei sein von Bogen, Abzweigungen und Armaturen.

Nur wenn der Dampfdruck um einige Zehntel bar schwanken darf, braucht man diese Regel nicht so genau zu nehmen. In diesem Fall kann man bei einfachen Reduzierventilen und bei dem Gerät mit Pilotventil sogar ganz auf die äußere Steuerleitung verzichten, da diese eine innere Steuerleitung haben, die in diesem Fall den reduzierten Druck noch im Gehäuse des Reduzierventiles misst und dem Steuerventil meldet. Bei Anschluss der äußeren Steuerleitung wird die innere verschlossen.

Bei direkt gesteuerten Reglern muss die Steuerleitung so verlegt werden, dass sie ganz mit Wasser gefüllt ist; die Hersteller schreiben die Montage eines Ausgleichsgefäßes und – zum Dämpfen starker Druckluftschwankungen – eines Drosselventiles vor. Bei den feinfühligeren Reglern mit Steuerventil sowie bei den Reglern mit Hilfsenergie muss das Gegenteil der Fall sein: Die Steuerleitung soll mit Gefälle zur Dampfleitung verlaufen, so dass entstehendes Kondensat nicht in die Steuerkammer des Regelventiles oder des pneumatischen Reglers sondern in die Dampfleitung zurück läuft.

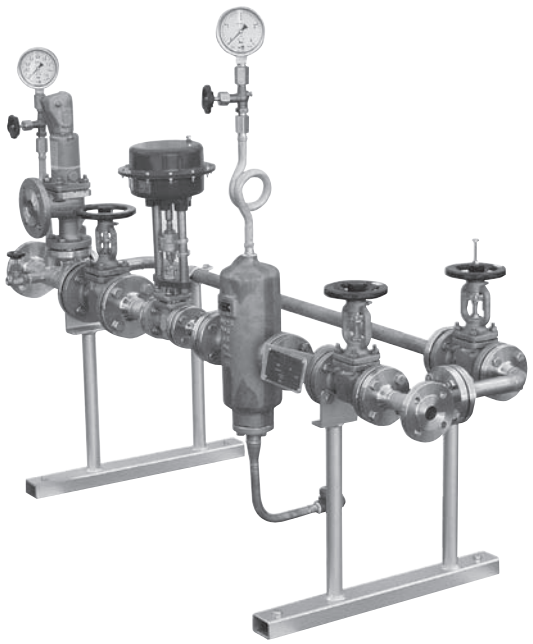
Ob einfach oder raffiniert, jedes Regelgerät kann einmal ausfallen. Dann ist es möglich, dass der Minderdruck bis auf den Vordruck ansteigt. Wenn in der Minderdruckleitung kein Sicherheitsventil vorhanden ist, das den Druckanstieg durch Abblasen von Dampf verhindert, entsteht also irgendwo Schaden. Regel:

Die Minderdruckseite ist durch ein Sicherheitsventil vor zu hohem Druck zu schützen.

Viel zu oft wird in der Praxis gegen solche grundlegenden Regeln der Technik verstoßen. Selbst auf Messen sieht man manchmal Anlagen, die, „schnell, schnell" zusammengestellt, sozusagen bei Rot über die Kreuzung fahren.

Auch ein zu klein bemessenes Sicherheitsventil bringt Menschenleben in Gefahr; deshalb muss die Abblaseleistung des Sicherheitsventils über der Kapazität der Dampfleitung liegen.

Ist das Sicherheitsventil eingebaut, dann muss es gelegentlich geprüft werden, z. B. durch Betätigen des Handhebels. Denn: Regler und Armaturen, die sich kaum jemals bewegen, könnten sich im Ernstfall als unbeweglich geworden erweisen – was dann vielleicht sogar eine Schlagzeile in der Bildzeitung zur Folge hat.



Weitere Gesichtspunkte für die Ausführung einer Reduzierstation ergeben sich aus früheren Betrachtungen: Vor das Reduzierventil gehört ein Schmutzfänger, die Dampfleitung muss vor dem Regelventil richtig entwässert werden, bei nassem Dampf ist vor dem Regelventil ein Dampftrockner vorzusehen.

Ferner muss die Minderdruckleitung groß genug sein. Bei Reduzierung des Dampfdrucks steigt ja das Volumen des Dampfes (Dampftafel Spalte 7), deshalb ist die richtig bemessene *Minderdruckleitung oft erheblich größer als die Vordruckleitung*.

Eine schnelle Kontrolle der Reduzierstation ist selbstverständlich nur möglich, wenn auch Manometer vor und hinter dem Reduzierventil vorhanden sind. Dabei ist es zweckmäßig, das Vordruckmanometer unmittelbar vor dem Regelventil anzuordnen; dann sieht man nämlich sofort, wenn der Schmutzfänger so vollgestopft ist, dass er dem Reduzierventil Konkurrenz macht!

Das Manometer für den Minderdruck wird am besten dort montiert, wo die Steuerleitung an die Minderdruckleitung angeschlossen ist. Leider wird bei Regelungen immer wieder der Fehler gemacht, dass die Kontrollgeräte in einiger Entfernung vor den Regelfühlern angebracht werden; die stillschweigende Annahme, dass an beiden Stellen der gleiche Zustand herrsche, ist aber selten erfüllt: Durch Strömungs-

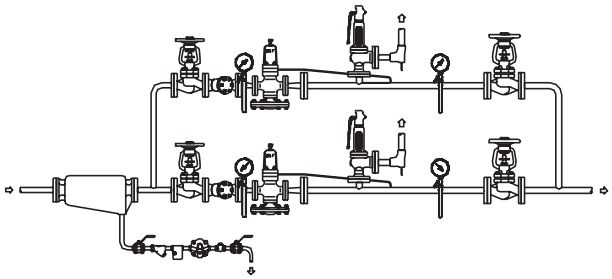
geschwindigkeit, Wirbelbildung und andere Einflüsse sind die Drücke an verschiedenen Stellen einer Rohrleitung verschieden groß, solange der Dampf strömt. Von der Regelung zu verlangen, dass sie den Druck am Beobachtungsmanometer konstant hält, wenn die Steuerleitung anderswo angeschlossen wird, wäre also höchst unfair – und unfair wollen wir doch nicht sein!

Dampfdruckminderer mit Membranen werden nach Möglichkeit so in die Leitung eingebaut, dass die Hauptmembrane unten liegt. Dann sammelt sich dort Kondensat, kühlt sich ab und schützt so die Membran vor hohen Dauertemperaturen, der Dampftemperatur.

Schließlich muss auch bei der Installation schon an die Wartung gedacht werden. Wo die Dampfleitung bei einer Störung – und das kann schon ein Schmutzfänger sein, der glänzend funktioniert... und deshalb verstopft ist – nicht abgestellt werden darf, da gehören vor und hinter das Regelventil je ein Schieber, in die Steuerleitung wird ein Absperrventil eingesetzt, und das Ganze erhält eine absperrbare Umführung mit Steckblende zur Begrenzung unerwünscht großer Durchflüsse.

Wie es mit Wünschen jedoch bestellt ist, sagte Wilhelm Busch sehr treffend:
„Wonach du sehnlich ausgeschaut,
es wurde dir beschieden.
Du triumphierst und jubelst laut:
Jetzt hab' ich endlich Frieden.
Ach, Freundchen, rede nicht so wild,
bezähme deine Zunge.
Ein jeder Wunsch, wenn er erfüllt,
kriegt augenblicklich Junge."

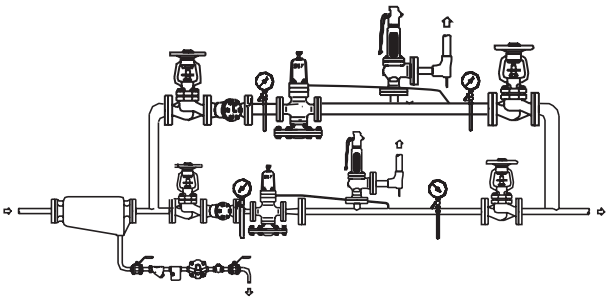
Das ist bei Reduzierstationen nicht anders als bei Fotoausrüstungen oder Gehaltserhöhungen. Deshalb müssen wir Ihnen unbedingt auch noch sagen, dass es bei größeren Durchflussmengen (über einige Tonnen Dampf pro Stunde), wenn sie schwanken, besser ist, zwei kleinere Reduzierventile parallel zu schalten, als ein einziges Ventil einzusetzen. (Nicht selten sind zwei kleinere Ventile sogar billiger.)



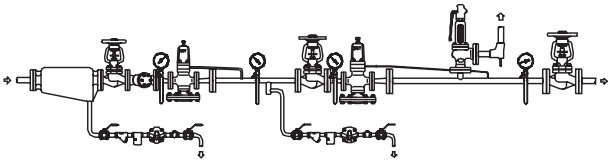
Eines dieser Ventile wird auf den gewünschten Minderdruck eingestellt, das andere ca. 0,1 bis 0,15 bar niedriger: Dieses Reduzierventil öffnet also erst, wenn durch ungewöhnlich starke Dampfentnahme der Minderdruck um 0,1 bis 0,15 bar unter den Sollwert gesunken ist. Vorteile dieser Anordnung: Normalerweise regelt nur ein Ventil, das deshalb eine bessere Regelung ergibt und geringerem Verschleiß unterworfen ist als ein großes Ventil; das zweite Ventil übernimmt die Deckung des Spitzenbedarfs und dient im Normalbetrieb als Reserve bzw. übernimmt die Regelung bei Wartung oder Reparatur des anderen Reglers.
Nun noch ein Hinweis zur Kondensatableitung bei Reduzierstationen. Bei besonders feinfühligen Regelungen sind Kugelschwimmer-Kondensatableiter wegen ihrer stetigen Arbeitsweise den thermodynamischen Kondensatableitern vorzuziehen. Thermische Ableiter kommen wegen der Gefahr des Kondensatstaus hier nicht in Frage. Die Minderdruckleitung sollte auch dann entwässert werden, wenn es sich nur um eine kurze Leitung handelt, wird nämlich die Dampfentnahme zeitweilig eingestellt, dann führt eine noch so kleine Dampfleckage am Reduzierventil – solche Leckagen sind bei normalen Stellventilen mit metallisch dichtem Ventil immer möglich – zum allmählichen Vollaufen der Minderdruckleitung mit Kondensat, weil der Leckagedampf durch die Wärmeverluste der Leitung kondensiert. Bei erneuter Benutzung der Minderdruckleitung besteht dann die Gefahr von kräftigen Wasserschlägen.

Am einfachsten macht man sich das Leben, wenn man eine vormontierte komplette Spirax Sarco Reduzierstation verwendet: diese enthält schon sämtliche erforderlichen Absperr- und Entwässerungsarmaturen sowie das erforderliche Sicherheitsventil und die Manometer.

Wird eine extreme Leistungsbreite der Regelung bei gleichbleibender Genauigkeit gefordert, kann sich der „Split-Range-Betrieb" anbieten: ein kleineres Regelventil für die genaue Regelung im Niedriglastbereich, ein größeres Ventil für den Hochlastbereich.



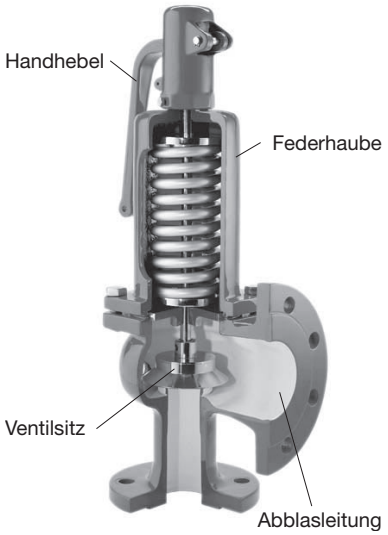
Für extreme Spreizungen kann es notwendig sein, 2 Ventile in Reihe zu schalten. Beispiel: Druckreduzierung 1. Stufe von 25 auf 10 bar, 2. Stufe 10 auf 2,5 bar. Die Ausführung derartiger Schaltungen erfordert jedoch einige Erfahrung; ein entsprechender Fachmann von Spirax Sarco sollte deshalb hinzugezogen werden.



10.1.5 Sicherheitsventile

Sicherheitsventile sind ganz besondere Regelventile: sie kennen nur zwei definierte Schaltzustände: „Zu“ und „Auf“.

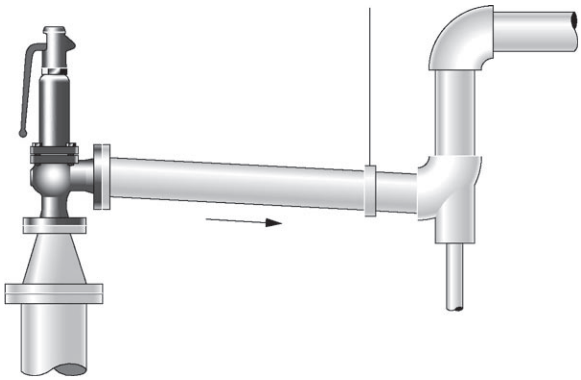
Sicherheitsventile werden dort eingesetzt, wo Apparate gegen Überdruck durch fehlerhafte Reglung besonders abgesichert werden. Im Dampf werden nur federbelastete Sicherheitsventile eingesetzt. Diese Ventile werden von einen Fachmann, in der Regel dem Herstellwerk oder eine TÜV-zugelassenen Stelle auf den gewünschten Druck eingestellt. Das Sicherheitsventil öffnet beim Einstelldruck schlagartig und schließt mit einer Hysterese von 10 % unter Einstelldruck wieder.



Um die große „Abblasemenge“ zu bewältigen muss die Abblaseleitung entsprechend groß dimensioniert sein, die Ausgangsnennweite eines Sicherheitsventiles ist aus diesem Grund auch immer größer als die Eingangsnennweite.

Bei der Verlegung der Abblaseleitung sind folgende Grundsätze zu beachten:

1. Die Ausblaseleitung sollte so direkt wie möglich und ohne Bögen geführt werden
2. Verengungen der Leitung sind nicht erlaubt
3. Die Ausblaseöffnung muss in einen Bereich erfolgen in dem keine Personen (oder Anlagen) gefährdet werden; in vielen Fällen erfolgt dies deshalb über Dach
4. Ausblaseleitung und Sicherheitsventil sind so zu entwässern, dass kein Wasserpropfen das Abblasen behindern kann und dass auch Rost oder Partikel ablaufen können



Sicherheitsventile sind wie das Wort schon sagt „Sicherheitseinrichtungen“. Für sie gelten strenge Vorschriften:

– Bauartzulassung vom TÜV
– Einzeleinstellung durch eine TÜV-zugelassene Stelle

Jedes Sicherheitsventil wird daher einzeln eingestellt und geprüft, d. h. einer 100 %-Qualitätskontrolle unterzogen.

Für Dampf werden normalerweise nur Sicherheitsventile mit offener Federhaube und offener Anlüftung eingesetzt. Da Stopfbuchspackungen immer eine geringe Undichtigkeit erlauben kann bei offener Federhaube der Dampf entweichen und kondensiert somit nicht im Federraum. Die offene Anlüftung erlaubt die vorgeschriebene reglmäßige Funktionskontrolle des Sicherheitsventils durch den Betreiber.

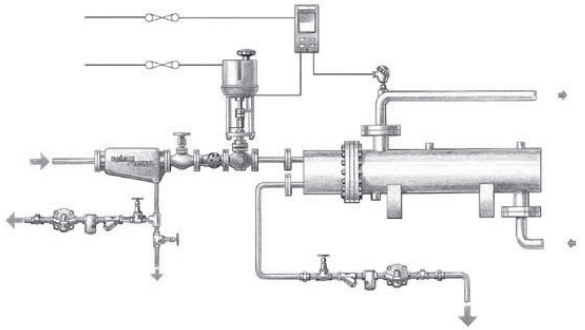
Eine Bemerkung noch zur Sauberkeit: Sicherheitsventile blasen große Mengen Dampf ab, die mögliche Erosion kann recht groß sein. Nach dem Abblasen oder der Funktionsprüfung soll das Ventil wieder 100 % dicht sein. Schmutziger Dampf oder Schmutz und Rost aus der Abblaseleitung führen zur schnellen Abnutzung des Ventilsitzes. Ein bereits nach kurzen Einsatzdauer undicht gewordenes Sicherheitsventil deutet immer auf externe Beschädigung des Ventilsitzes durch Schmutz hin. Jedes Sicherheitsventil ist im Auslieferzustand schließlich 100 % getestet worden!

Die Funktion von Sicherheitsventilen ist von Zeit zu Zeit durch Betätigen des Handhebels zu prüfen.

10.2 Die dampfseitige Temperaturregelung von Wärmetauschern

Siehe hierzu auch Kapitel 6.5!

Bei Wärmetauschprozessen interessiert normalerweise die Sekundärtemperatur des zu erhitzenden Mediums. Die exakte Messung dieser Temperatur ist Voraussetzung für die Regelung. Nur zu oft wird in der Praxis der Temperatufühler an einer nicht „repräsentativen" Messstelle eingebaut oder aber die Tauchhülse des Fühlers ist zu kurz, so dass nur eine „falsche" Mischtemperatur gemessen wird.



Die dampfseitige Reglung eines Wärmetauscher besteht aus den Baugruppen
- **Dampf-Regelventil**
- **Wärmetauscher**
- **Messung**
- **Regelgerät (Regler)**
- **Entwässerung**

Das Dampf-Regelventil wird über das Regelgerät so angesteuert, dass das Ventil mit Erreichen des Sollwertes immer weiter schlisst: es wird keine weitere Dampf in den Wärmetauscher gelassen, der Dampfdruck im Wärmetauscher sinkt ab. Erst wenn der Istwert auf der Sekundärseite wieder unter dem gewünschten Sollwert liegt öffnet das Ventil wieder.

Kritisch wird der Vorgang, wenn der Druck im Wärmetauscher unter den Druck des Kondensatnetzes absinkt: das Kondensat kann nicht mehr durch den Kondensatableiter abfliesen, im Wärmetauscher staut sich Wasser an, der Wärmetauscher „säuft" ab. Erste Hilfe leistet dann ein Vakuumbrecher, die richtige Lösung bietet jedoch nur ein aktiver Kondensatableiter; wir haben das in Kapitel 7.3.5 bereits besprochen.

Wird Brauchwasser mit Dampf erhitzt und kommen Personen mit diesem Wasser in Berührung, so ist es notwendig, ein weiteres Ventil als Sicherheitstemperaturbegrenzer einzusetzen. Schließlich kann Dampf Wasser sehr viel höher erwärmen als normalerweise üblich, und Temperaturen über 100 °C sind möglich
- durch eine Fehlfunktion der Regelung
- durch ein Überschwingen des nur langsam reagierenden Wärmetauschers

Einige Hinweise lassen sich als Faustformeln für die dampfseitige Wärmetauscherregelung zusammen fassen:

1. Besonders bei schnellen Prozessen und bei hohem Leistungsbedarf wird dampfseitig geregelt
2. Das Regelventil ist in aller Regel ein bis zwei Dimensionen kleiner als die Dampfleitung
3. Bei der Leistungsberechnung für den Wärmetauscher ist der Druckabfall über das Regelventil zu berücksichtigen
4. Wenn möglich sollte immer eine Kugelschwimmer-Kondensatableiter eingesetzt werden, da Kugelschwimmer-Ableiter über eine große Ableitkapazität verfügen und Kondensat nicht unterkühlen (kein Kondensatrückstau durch den Ableiter selbst)
5. Bei starker Schwankung der Wärmetauscherleistung kommt es zu Rückstaueffekten; Maßnahmen sind zu ergreifen

Eine besonders einfache Regelung von Wärmetauschern ist die Regelung ohne Hilfsenergie, die aber nicht für jeden Prozess einsetzbar ist. Sie wird vor allem für die Beheizung von Bädern eingesetzt, bei denen die Genauigkeit der Temperatur nicht maßgebend ist bzw. bei denen die Verhältnisse relativ konstant sind.

10.3 Die kondensatseitige Temperaturregelung von Wärmetauschern

Bei langsameren Prozessen kann die Kondensatseitige Regelung eingesetzt werden (siehe Kapitel 6.6). Sie bietet den Vorteil, die Wärmeenergie auch des heißen Kondensates noch auszunutzen. Rückstaueffekte treten nicht negativ auf.

Vor allem das eingesetzte Regelventil muss den Wasserdurchfluss regeln und kann entsprechend klein bemessen werden im Gegensatz zu einem Dampf-Regelventil. Die Hinweise unter 10.2 zur Übertemperatursicherung gelten auch für diese Art der Regelung.

Mit der kondensatseitigen Regelung kann auf eine bestimmte Kondensattemperatur geregelt werden. Nötig ist dies zum Beispiel wenn das zurücklaufende Kondensat wieder aufbreitet wir und die Aufbereitungsanlage keinen hohen Temperaturen erlaubt. Üblich ist das bei Ferndampf-Versorgungen, wo das Kondensat über Aktivkohlefilter geleitet wird.

Mit der kondensatseitigen Regelung lässt sich auch die Nachdampfbildung im Kondensatnetz vermindern. Bei zu klein dimensionierten, bestehenden Netzen durchaus ein wichtiges Argument für diese Regelungsart.

10.4 Die Bemessung von Regelventilen

Dass die Minderdruckleitung mitunter sehr viel größer sein muss als die Vordruckleitung, wurde schon gesagt. Bei richtiger Auslegung ist häufig aber auch die Vordruckleitung größer als das Regelventil. Der Grund ist kaum bekannt (Regelfachleute natürlich ausgenommen) und doch so leicht einzusehen: Ob ein Ventil Druck, Durchfluss, Mischverhältnis oder Temperatur regeln soll, stets bewirkt es das gewünschte Ergebnis, indem es mehr oder weniger Stoff durch das Ventil strömen lässt. Die Durchflussmenge wird aber nur dann merklich kleiner, wenn man den Durchflusswiderstand merklich erhöht (und umgekehrt).

Nun hat aber ein Stellventil meist einen Ventilsitz von etwa gleichem Querschnitt wie die Anschlussöffnung (sonst ist das Gehäuse im Verhältnis zum Regelorgan unnötig groß, also unnötig teuer). D.h. bei voller Öffnung ist der Druckabfall am Ventilsitz kaum größer als entlang einiger Zentimeter Rohrleitung des gleichen Querschnitts – also verschwindend klein. Wird die Durchflussöffnung durch Betätigung der Ventilspindel verkleinert, dann steigt zwar der Druckabfall etwas, der größere Druckabfall bewirkt aber eine schnellere Strömung, so dass kaum weniger durchfließt als zuvor. Erst wenn das Ventil schon fast geschlossen ist, wird der Druckabfall am Ventilsitz so groß, dass merklich weniger durch das Ventil fließt.

Diese Erscheinung können Sie an fast jedem Heizkörperventil beobachten: Um die Wärmeabgabe des Heizkörpers zu drosseln, müssen Sie das Ventil immer weiter zudrehen, bis schließlich der ganze Heizkörper kalt wird; drehen Sie das Ventil aber nur wenig wieder auf, dann ist schon fast wieder die volle Heizleistung da.

Ein Regelventil aber, dessen Spindel von der Öffnungsstellung erst 80 bis 90 % des möglichen Hubs zurücklegen muss, bis sich der Durchfluss merklich verändert, ergibt eine sehr schlechte Regelung, weil sich die gewünschte Temperatur oder der benötigte Druck inzwischen unzulässig verändert hat.

Anders sieht es aus, wenn von vornherein auch bei voller Öffnung des Regelventils am Ventilsitz ein Druckabfall vorhanden ist, der von der Gesamtanlage betrachtet „merklich“ ist, d. h. nicht unter etwa 10 bis 20 % des Druckabfalls in der gesamten Rohrleitung liegt. Unter diesen Umständen bewirkt auch schon eine kleine Veränderung der Durchflussöffnung im Ventil eine Veränderung der Durchflussmenge. Ein richtig bemessenes Regelventil regelt also besser als ein zu großes – außerdem ist es sogar billiger. Erstaunlicherweise neigt ein zu großes Regelventil sogar dazu, schneller abgenutzt zu werden.

Vielleicht kennen Sie selbst Fälle, wo Temperatur- oder Druckregler nach dem Schema „Leitung DN 50, also Regler DN 50“ ausgewählt wurden, so dass die Geräte nicht nur mehr kosteten, als nötig war, sondern obendrein auch noch ungenügend regelten. Mitunter verkünden solche Regelventile durch lautes Klappern weithin hörbar, dass sie „arbeiten“.

Auf grafische Darstellungen zur Veranschaulichung des Gesagten wollen wir verzichten, denn es sollte ja nur darauf hingewiesen werden, dass Regelventile, also auch Druckminderer, nach den jeweiligen Betriebsdaten ausgewählt werden müssen und nicht nach den Abmessungen der Rohrleitungen bestellt werden dürfen. Mehr zu diesem Thema finden Sie im Spirax Sarco Buch „Grundlagen der Regelungstechnik anhand von Beispielen aus der Praxis“.

Sehen wir uns noch ein Beispiel für die erforderlichen Leitungsquerschnitte an. Die benötigten Leitungsgrößen ergeben sich aus dem Diagramm „Auslegung von Sattdampfleitungen“, Kapitel 4.

Um eine Dampfmenge von 1500 kg/h von 15 bar auf 13 bar zu reduzieren – etwa um den bei 15 bar stark schwankenden Druck in einen bei 13 bar konstanten Druck zu verwandeln –, ist ein Reduzierventil DN 50 erforderlich. Lässt man eine Dampfgeschwindigkeit von 25 m/s zu, dann muss die Vordruckleitung DN 50 haben, für die Minderdruckleitung ist DN 65 ausreichend.

Sind statt dessen 3300 kg/h von 15 bar auf 7 bar zu reduzieren, dann genügt zwar der gleiche Druckregler DN 50, aber die Vordruckleitung sollte jetzt in DN 80 ausgeführt werden, die Minderdruckleitung in DN 125.

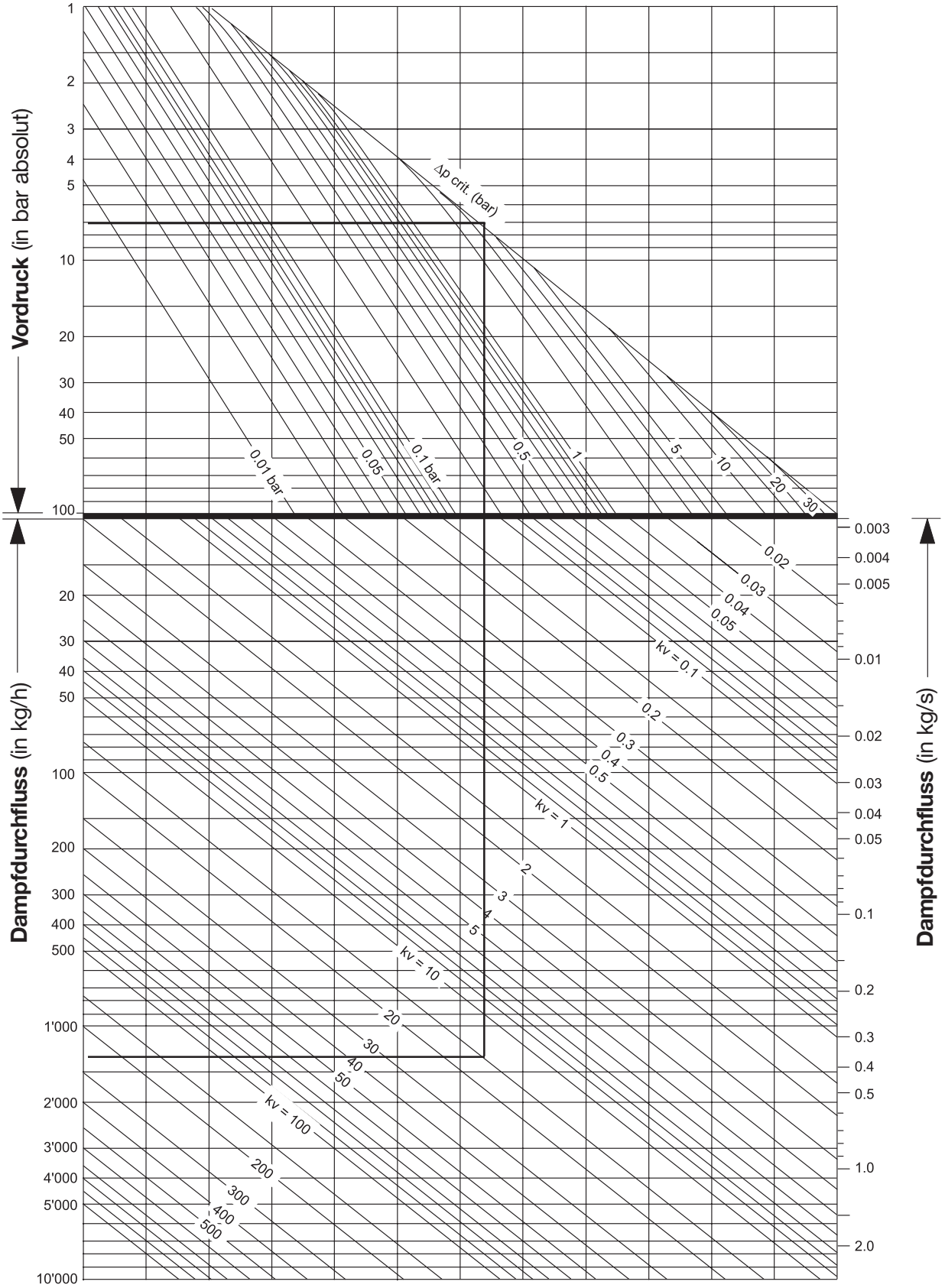
Werden dagegen 2500 kg/h Dampf von 15 auf 1,5 bar reduziert, erfüllt der Regler DN 50 auch diese Aufgabe (in einer Stufe) –, aber die Vordruckleitung ist jetzt in DN 65 vorzusehen, die Minderdruckleitung in DN 200 (zweihundert).

Ein und dasselbe Ventil DN 50 ist je nach Betriebsbedingungen also mit folgenden Rohrnennweiten zu kombinieren: 50 und 65, 80 und 125 oder 65 und 200. Sie sehen, irgendwelche Daumenregeln sind hier völlig fehl am Platz. Will man eine einwandfrei funktionierende Anlage erstellen, dann ist die Größe der einzusetzenden Regelventile stets anhand der Betriebsdaten der Anlage und der Ventilkennwerte zu bestimmen, oder die Betriebsdaten werden dem Hersteller genannt, der ein geeignetes Gerät vorschlägt.

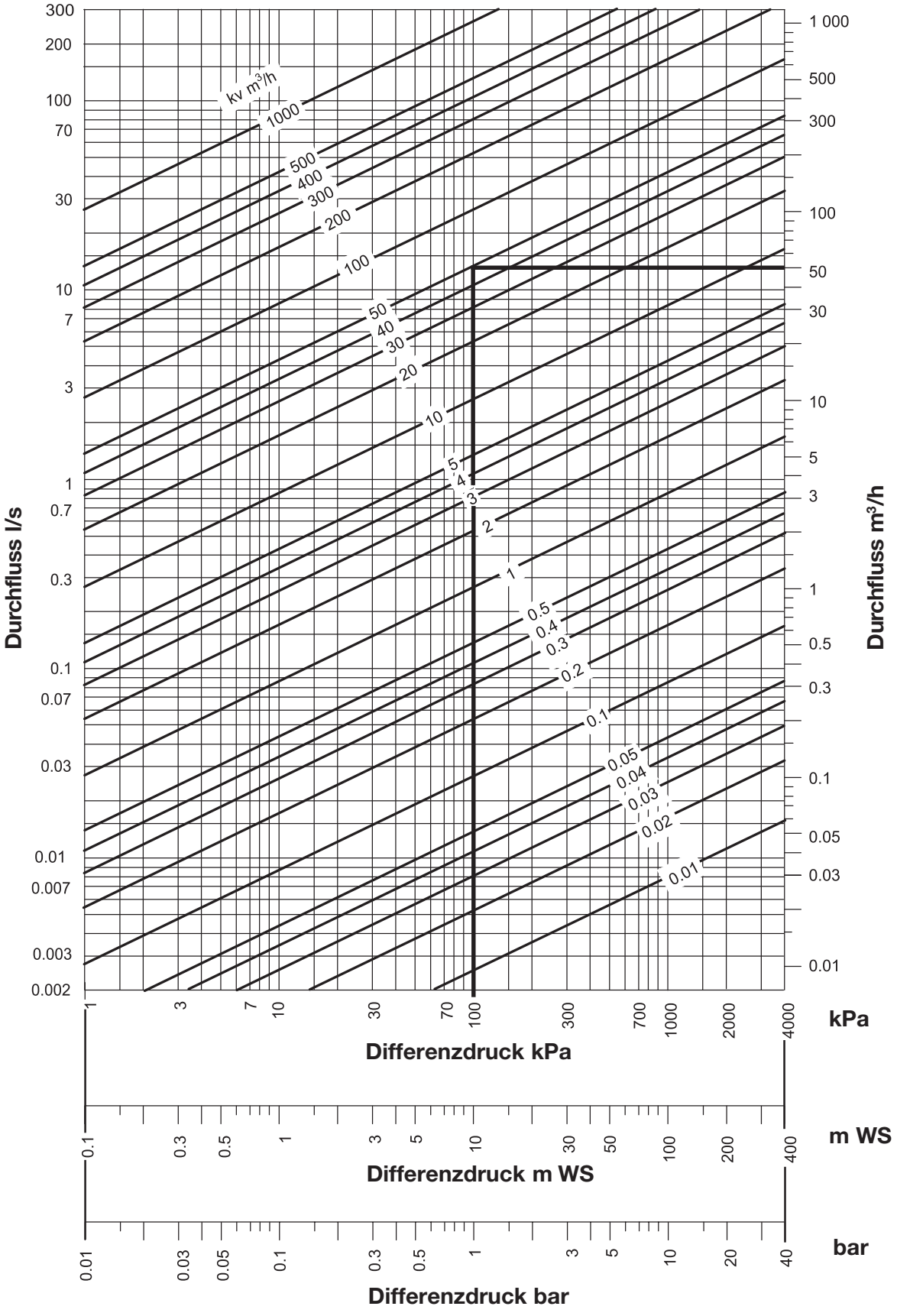
Die Auslegung von Ventilen mit Hilfsenergie erfolgt über den k_{vs}-Wert. Dieser Wert beschreibt den maximalen Durchfluss durch das Ventil bei Normbedingungen. Für gasförmige Medien und für Flüssigkeiten gelten natürlich unterschiedliche Kurven. Unsere beiden Auslegungsdiagramme gelten für Wasserdampf bzw. für Wasser.

Wir wollen nochmals auf die detaillierteren Informationen in unserem Buch „Grundlagen der Regelungstechnik anhand von Beispielen aus der Praxis“ hinweisen.

10.5.1 k_v-Werte für Dampf



10.5.2 k_v-Werte für Wasser



11. Planung, Bau, Inbetriebnahme, Wartung, Fehlersuche

Die Erfahrung zeigt: noch so gute Geräte nützen nicht viel, wenn bereits bei der Planung und dem Bau einer Anlage grundsätzliche Fehler gemacht wurden. Die meisten Fehler treten bei der Inbetriebnahme bereits auf, aber dauerhaft verlässlicher Betrieb mit wenig Schäden und geringen Stillstandszeiten ist nur bei entsprechender Wartung möglich.

Viele Hinweise haben wir bereits in den vorhergehenden Kapiteln dieses Buches gegeben. Trotzdem ist der gesamte Themenkomplex so wichtig, dass wir an dieser Stelle nochmals separat auf verschiedene Punkte eingehen wollen. Mehr Hinweise finden Sie in unseren „Leitfaden“ und „Grundlagen für Wartung und Betrieb von Dampfanlagen“.

11.1 Planung und Bau

Eine Dampf- und Kondensatanlage ist ein recht komplexes Gebilde. Um den sicheren und effektiven Betrieb sicherzustellen, lohnen sich im Stadium der Planung einige Vorüberlegungen. Investieren Sie hier ruhig etwas Zeit, Sie werden diese während des Baus und im Betrieb sicher zurückgewinnen.

11.1.1 Leistungsermittlung

Im Laufe dieses Buches haben Sie gesehen, welch negative Auswirkungen die falsche Dimensionierung von Dampfleitungen, von Kondensatleitungen und von verschiedenen Armaturen haben kann. Zur Dimensionierung gehört auch, sich Gedanken zur Nachdampfverwertung, zur Größe der Kondensatbehälter und zu den verschiedenen Druckstufen, die im Dampfnetz vorhanden sein sollen, zu machen. Wichtigste Voraussetzung für alle Dimensionerungen ist, dass der Leistungsbedarf inklusive möglicher Verluste und Reserven entsprechend realistisch ermittelt wird.

Die wichtigsten Hinweise kommen natürlich von den Leistungsdaten der einzelnen Verbraucher. Mit Hilfe der Wasserdampftafel und der Verbraucherleistung kann die benötigte Dampfmenge wie folgt berechnet werden:

$m = P \cdot 3600 / \Delta h_v$ P in kW
Δh_v in kJ/kg
Dampfmenge m in kg/h

(Der Faktor 3600 rechnet die Leistung pro Sekunde auf pro Stunde um).

Sie können sich die Berechnung der Dampfmenge mit der folgenden Faustformel, die problemlos bis 13-bar-Dampfdrücke einsetzbar ist, noch einfacher machen:

1 kW entspricht ca. 1,8 kg/h Dampf.

Für die weitere Planung empfehlen wir folgende Vorgehensweise:

1. Auflistung aller Verbraucher
2. Bewertung der Verbrauchsdaten mit Gleichzeitigsfaktoren (nicht alle Verbraucher brauchen in der Praxis zur gleichen Zeit Dampf; das ist mit Gleichzeitigkeit gemeint)
3. Summierung der bewerteten Leistungsdaten
4. Überschlägige Berechnung der Energieverluste (z. B. 10 %)
5. Bei Anlagen, bei denen Dampf an die Umwelt verloren geht (z. B. Luftbefeuchtung oder Sterilisation), werden die Dampfverluste ermittelt.
6. Leistungsreserve festlegen (z. B. 10 %)
7. Summierung aller Leistungsdaten

11.1.2 Dimensionierung

Die Ermittlung der notwendigen Leistung für den Dampferzeuger und die Dimensionierung der Hauptdampfleitung erfolgt mit Hilfe des Ergebnisses aus 11.1.1.

Die Dimensionierung der einzelnen Dampfleitungen, die zu den Verbrauchern führen, erfolgt mit den Leistungsdaten der Verbraucher. Diese Leistungsdaten dienen ebenfalls dazu, die Regelventile und die Kondensatableiter zu dimensionieren. Hinweise auf die Auslegung dieser Armaturen finden Sie in Kapitel 7.4 (Kondensatableiter) und in Kapitel 10.4 (Regelventile). Schmutzfänger, Trockner und Schaugläser werden in der Dimension der Dampf- bzw. Kondensatleitung gewählt.

Werden zur besseren Energieausnutzung eine Nachdampfverwertung und entsprechende Kondensatentspanner eingesetzt, kann die zur Verfügung stehende Nachdampfmenge mit Hilfe des Diagramms aus Kapitel 9.2 bestimmt werden. Die Größe des zu verwendenden Kondensatenspanners richtet sich nach dem max. Kondensatdurchfluss (in kg/h). Entsprechende Apparate stehen vorgefertigt zur Verfügung.

Um die Größe der notwendigen Behälter für Kondensatrückspeiseanlagen oder Speisewasserbehälter bestimmten zu können, ist es notwendig, einen Wert für die zurückgeführte Kondensatmenge zu ermitteln. Im einfachsten Fall entspricht die Menge des Kondensates (in l/h) der erzeugten Dampfmenge (in kg/h). Im praktischen Betrieb gehen jedoch mehr oder weniger Kondensat in der Anlage verloren:

- durch Entlüftung
- durch direkten Dampfverbrauch (z. B. Luftbefeuchtung oder direkte Sterilisation)
- Leckageverluste.

Ein realistischer Rücklaufwert sollte daher festgelegt werden, der Maximalwert entspricht, wie erwähnt, der erzeugten Dampfmenge. Folgende Richtgrößen haben Sie im Buch bereits gelesen:

Speisewasserbehälter:
½ bis $^1/_6$ des Kondensatanfalls pro Stunde im Anfahrbetrieb
$^1/_5$ bis $^1/_{10}$ des Kondensatanfalls pro Stunde im Dauerbetrieb
bei sehr kleinen Anlagen (max. 500 l/h):
Behältergröße = Kesselleistung/h (bzw. genaue Einzelberechnung.)

Kondensatrückspeiseanlagen innerhalb eines Kondensatsystems:
Behältergröße ca. ½ bis $^1/_3$ der anfallenden Kondensatmenge.

11.1.3 Korrosion

Ursachen und Erscheinungsformen von Korrosionsschäden sind so vielgestaltig, dass man über dieses Thema lange diskutieren könnte, ohne es zu erschöpfen. Wir müssen uns hier damit begnügen, die wichtigsten allgemeinen Gesichtspunkte zu nennen.

Im Gegensatz zur Erosion, bei der infolge übermäßiger Strömungsgeschwindigkeit von Dampf bzw. Kondensat oder wegen zu hohem Wassergehalt des Dampfes Leitungsteile mechanisch abgetragen werden (Sandstrahlwirkung), beruht die Korrosion auf chemischen und elektrochemischen Vorgängen. Korrosion wird also weniger von den Betriebsbedingungen als vielmehr von der Art der strömenden Medien und dem Material der Anlagenteile verursacht. Leitungen, Armaturen und Apparate werden zerfressen und müssen in ungünstigen Fällen schon nach unerwartet kurzer Betriebszeit – einige Monate bis einige Jahre – erneuert werden. Deshalb ist es wichtig, solche Vorgänge frühzeitig zu erkennen und die Ursachen zu beseitigen.

Eine schnelle, billige und stets durchführbare Kontrolle ergibt die Überwachung des Kondensats: Es muss einigermaßen sauber sein. Kommt dagegen eine braune Brühe zum Kondensat-Sammelgefäß zurück, dann tut Hilfe not, denn der „Kakao“ ist nichts anderes als Rost und zeigt deutlich an, dass in der Anlage an einer Stelle Eisen aufgelöst und abgetragen wird, dort also fehlt, und an einer anderen Stelle abgelagert wird und dort vielleicht den Wärmeübergang oder eine Gerätefunktion behindert.

Kommt die Dampf-Kondensat-Anlage mit aggressiven Chemikalien in Berührung, dann sollte man das zurückfließende Kondensat auch chemisch überwachen, um sofort erkennen zu können, wenn Chemikalien durch Undichtheiten in das Leitungsnetz der Dampf-Kondensat-Anlage eindringen. Diese Gefahr besteht vor allem dann, wenn bei der Außerbetriebnahme der Anlage ein Unterdruck im Dampfraum auftritt.

Darüber hinaus wird man bei Reparaturen, Erweiterungen oder Umbauten die eingebauten Armaturen und Leitungen genau auf Anfressungen und Ablagerungen prüfen.

Hier – wie stets im Leben – ist aber Vorsicht besser als Nachsicht, Vorsorge besser als Reue. Dabei ist Vorsicht nicht mit Ängstlichkeit gleichzusetzen, sondern eben mit Vor-Sicht, mit kluger Vorausschau, die Anlagen von vornherein so erstellt, dass sie später möglichst keinen Ärger bringen:
Das Kesselspeisewasser muss einwandfrei aufbereitet sein und entgast werden. Dabei ist es aber keineswegs mit dem bloßen Vorhandensein geeigneter Vorrichtungen getan; die genau den Vorschriften entsprechende Betriebsweise ist mindestens ebenso wichtig. Da es sich um den Zusatz oder die Entfernung kleinster Stoffmengen handelt, erscheint hier Kleinlichkeit – ausnahmsweise – gerechtfertigt. Nicht selten ist nämlich eine falsche oder falsch betriebene Wasseraufbereitung die Ursache von schwerwiegenden Korrosionsschäden. Wo dieser Verdacht besteht, ist es am billigsten, den besten erreichbaren Fachmann zu Rate zu ziehen.

Durch sorgfältige Wasseraufbereitung wird die laufende Zufuhr schädlicher Stoffe unterbunden oder wenigstens auf ein unschädliches Maß herabgedrückt. Luft wird sich dennoch mindestens zeitweise in der Anlage breitmachen, wie in Kapitel 4 erläutert wurde. Der Sauerstoff dieser Luft führt aber zusammen mit dem stets vorhandenen Wasser (und mit Kohlendioxid) zur Korrosion. Deshalb ist auch zur Reduzierung der Korrosion eine gute Entlüftung der Dampf-Kondensat-Anlage wichtig.

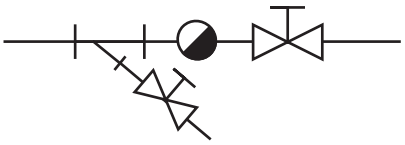
Da Sauerstoff und Wasser ihr böses Spiel am besten in der Nähe des Wasserspiegels betreiben können, wird man Kondensatstau in den Wärmetauscher hinein wenn irgend möglich vermeiden oder entsprechende Vorkehrungen treffen. Das gilt sowohl für die Betriebszeiten als auch für die Stillstandzeiten der Anlage. Unverzögerte Kondensatableitung während des Betriebs und restlose Entwässerung nach Außerbetriebnahme sind für die Lebensdauer der Wärmetauscher also wichtig. Im Prinzip wäre auch eine wassergefüllte luftfreie Anlage korrosionssicher, wie viele Warmwasserheizungen beweisen. Die völlige Luftfreiheit ist in der Dampfanlage jedoch nicht gewährleistet; außerdem wäre das Anfahren der wassergefüllten Anlage mit Dampf ungleich langwieriger bzw. gefährlicher als bei restlos entwässerter Anlage.

Fassen wir die Maßnahmen gegen Korrosionsschäden zusammen:
1. **Speisewasser gut aufbereiten.**
2. **Speisewasser entgasen.**
3. **Kondensat überwachen.**
4. **Anlagenteile gelegentlich überprüfen.**
5. **Dampfanlage gut entlüften.**
6. **Kondensat unverzögert ableiten.**
7. **Wärmetauscher restlos entwässern.**

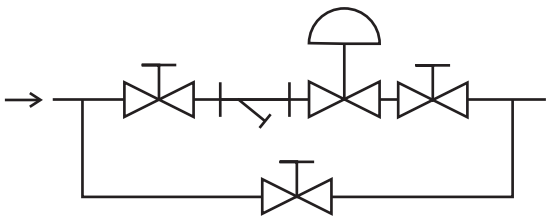
11.1.4 Das Schmutzproblem

Es müssen nicht immer Bierflaschen sein, die sich in Rohrleitungen bewegen und neue Anlagen unsicher machen. (Leider war in den von uns gefundenen Flaschen nicht mehr der ursprüngliche Inhalt.) Auch Werkzeuge, Schrauben, Holzstopfen, Dichtungsreste, Schweißrückstände, Putzwolle, Biegesand oder einfach Dreck in den Rohrleitungen können die Übergabeingenieure zur Verzweiflung bringen und z. B. ein Schiff zwei Tage am Auslaufen hindern.

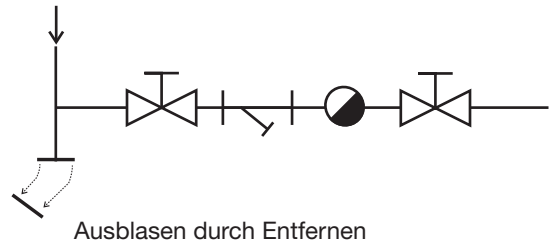
Deshalb sollte es selbstverständlich sein, dass eine neugebaute Anlage vor der Inbetriebnahme gründlich durchgespült bzw. durchgeblasen wird. Dabei darf man den Schmutz natürlich nicht dorthin gelangen lassen, wo man ihn gerade nicht haben will; d. h. man muss ihn vor den Regelgeräten ausblasen oder darum herumführen oder muss die Regelgeräte durch ein Rohrstück ersetzen, wie die folgenden Abbildungen es andeuten.



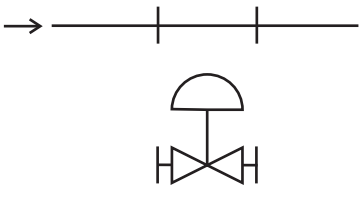
Ausblasen am Siebhaltestopfen des Schmutzfängers



Ausblasen durch Öffnen des Bypasses



Ausblasen durch Entfernen des Blindflansches



Ausblasen nach Ersetzen des Regelventils durch ein Passstück

Es soll allerdings nicht verschwiegen werden, dass solche Forderungen häufig dem Bestreben zum Opfer fallen, die Anlagen möglichst „billig, billig“ und „schnell, schnell“ zusammenzunageln. In manchen solcher Fälle glückt die Inbetriebnahme ja doch („gelingen“ wäre hier nicht der richtige Ausdruck).

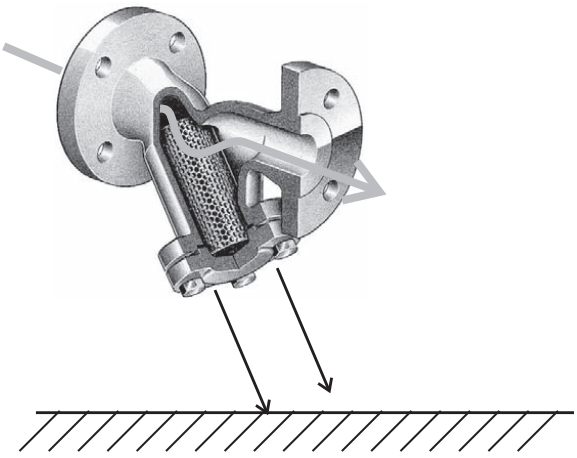
Mit dem Überstehen der erstmaligen Inbetriebnahme ist das Schmutzproblem jedoch noch nicht gelöst. Noch längere Zeit hindurch löst sich Walzhaut von der Rohrinnenseite und geht in den Leitungen auf Wanderschaft, rosten Schweißperlen ab, machen sich Dichtungs- und Sandreste selbständig. Deshalb gilt für die gute Installation der Grundsatz:

Vor jede Regelarmatur gehört ein Schmutzfänger!

Der Schmutzfänger ist die billigste Sicherung gegen unvorhergesehene Betriebsunterbrechungen. Deshalb sei hier nur nochmals vor der Vogel-Strauß-Einstellung gewarnt, dass kein Personal zur gelegentlichen Reinigung zur Verfügung stehe und deshalb Schmutzfänger nicht in Frage kämen. Ob diese Leute ihre Autos ohne Luftfilter und ohne Ölfilter fahren?

Wenn aus Personalmangel oder Betriebsgründen (ununterbrochener Dauerbetrieb) wirklich kaum Gelegenheit besteht, Schmutzfänger ein- oder zweimal nach der Inbetriebnahme zu reinigen (später wird eine Reinigung nur in großen Abständen nötig sein, weil der Schmutzsammelraum für den geringen Schmutzanfall späterer Jahre verhältnismäßig groß ist, gründliche Reinigung bei der Inbetriebnahme und einwandfreie Wasseraufbereitung vorausgesetzt) –, dann sollte der Schmutzfänger mit einer Ausblasevorrichtung versehen werden.

Natürlich sollte der Schmutzfänger so montiert werden, dass er später auch tatsächlich gereinigt werden kann. Dazu gehört Zugänglichkeit und genügend Platz unterhalb der Leitung, um das Sieb nach unten herausnehmen zu können. Ist dieser Platz nicht vorhanden, dann kann der Schmutzfänger auch mit seitwärts liegendem Siebkorb montiert werden, was bei Dampf sowieso vorzuziehen ist, vor allem bei den größeren Nennweiten. Nur oben darf der Siebkorb nicht liegen, weil sonst beim Herausnehmen des Siebs der Schmutz in die Leitung zurückfallen würde.



– Genügend Raum zum Herausnehmen des Siebes lassen
– Durchflussrichtung beachten
– Der Schmutzfänger ist so zu montieren, dass der Siebhaltestopfen richtig liegt: seitlich (bei Dampfanlagen vorzuziehen) ... oder unten ... aber nicht oben.

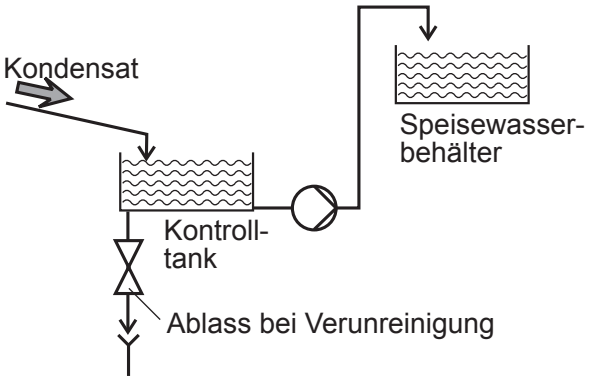
Bei der Montage von Schmutzfängern ist die vorgeschriebene Durchflussrichtung einzuhalten. Beim Einsetzen des Siebs müssen die Ober- und die Unterkante des Siebs und die entsprechenden Stellen des Schmutzfängergehäuses sauber sein. Denn wenn die Siebkanten nicht gut am Schmutzfängergehäuse anliegen, kann aus der Leitung kommender Schmutz sich zwischen Sieb und Gehäuse hindurchstehlen.
Als Sieb wird im allgemeinen ein Normalsieb mit etwa 0,8 mm Maschenweite (= Kantenlänge der Löcher) verwendet. Vor Regelgeräten mit feinen Durchgängen setzt man in das Normalsieb ein Feinsieb ein, das eine Maschenweite von etwa 0,2 bis 0,3 mm besitzt; das Normalsieb dient dann lediglich als Stütze des aus schwächerem Metallgewebe bestehenden Feinsiebs. Anstelle von Metallgewebe wird für die Siebe auch gelochtes Blech verwendet.

Da die Siebe der Schmutzfänger im allgemeinen aus hochlegiertem rostfreiem Stahl sind, haben die Geräte eine fast unbegrenzte Lebensdauer. Sie sind so konstruiert, dass der freie Siebquerschnitt, das ist die Summe aller Löcher im Sieb, ein Mehrfaches des Rohrquerschnitts beträgt. Der Druckabfall in Schmutzfängern ist deshalb auch bei mäßiger Verschmutzung noch vernachlässigbar klein.

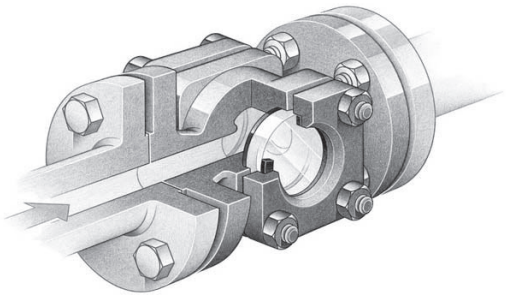
Bei Kondensatableitern mit eingebautem Schmutzsieb erübrigt sich der Vorbau eines Schmutzfängers. Kompliziertere Regelventile enthalten mitunter Schutzsiebe, doch sollte dann auf den vorgebauten Schmutzfänger nicht verzichtet werden, weil dieses Sieb nur als zusätzliche Sicherung dienen soll (deshalb „Schutz“sieb) und seine Reinigung die Zerlegung des Regelventils erfordern würde.

11.1.5 Kondensatüberwachung gefällig?

Auf die Überwachung des Kondensats bei der Gefahr chemischer Verunreinigung war bereits im 4. Abschnitt dieses Heftes hingewiesen worden. Sind solche Beimischungen, wenn sie auftreten, gefährlich, dann ist es zweckmäßig, das zurückgeführte Kondensat in einem Kontrolltank zu sammeln. Erst nach der periodischen Überprüfung wird der Tankinhalt in das Kesselspeisewassergefäß gepumpt.



Aber das sind Sonderfälle. Weit wichtiger für die Alltagspraxis ist die Frage, wie die Arbeitsweise der Wärmetauscher und der Kondensatableiter unmittelbar an der Anlage überwacht werden kann. Wir denken hier an die sogenannten Schaugläser: Armaturen, die einen Einblick in die Rohrleitung gewähren und hinter dem Wärmetauscher montiert werden. Mit Hilfe des Schauglases kann man überschlägig feststellen, ob das Kondensat ordnungsgemäß abgeleitet wird.



Die genaue Kontrolle der Kondensatableiter, insbesondere auf Dampfdurchblasen, durch Schaugläser ist schwierig; aber wir wollen uns nicht wiederholen: die Kontrollmöglichkeiten und Methoden besprachen wir bereits eingehend (Kapitel 7.7).

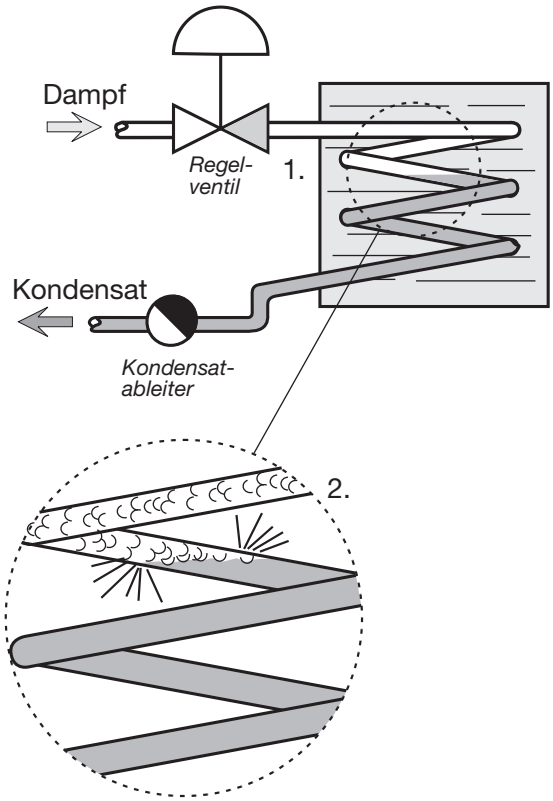
Von der Zweckmäßigkeit möglichst vieler Manometer war ebenfalls bereits die Rede. Der Betriebsingenieur sollte auf dieses billige Mittel, sich einen Überblick über den Betriebszustand der verschiedenen Anlagenteile zu verschaffen, nicht verzichten. Thermometer sind demgegenüber weniger wichtig, ausgenommen Stellen, wo die Gefahr von Luftbeimischung besteht. Diese lassen sich nur durch Temperaturmessungen feststellen. Wie man Abhilfe schafft, haben wir in Kapitel 4.10 gezeigt.

11.1.6 Wasserschlag vermeiden

In Kapitel 4.6 wurde, stark vereinfacht, die Entstehung des Wasserschlags in einer Dampfleitung erklärt: Der gewöhnlich mit mehr als 90 km/h (entsprechend Windstärke 12) in der Leitung strömende Dampf rauht die Oberfläche von Kondensatlachen in der Leitung auf und reißt schließlich einen Wasserpfropfen los, den er mit gleicher Geschwindigkeit durch die Leitung treibt, so dass es am nächsten Hindernis zu einem Frontalaufprall kommt: Es klopft und hämmert in den Leitungen, in ungünstigen Fällen werden Leitungen und Armaturen zerstört. Deshalb ist es so wichtig, dass Dampfleitungen sachgemäß verlegt sind – nicht z. B. mit Hängebauch – und dass alle Tiefpunkte entwässert werden (Kapitel 4).

Beim Aufheizen von Dampfleitungen fällt in kurzer Zeit verhältnismäßig viel Kondensat an, das vom Dampf und durch das Leitungsgefälle bis zur nächsten Entwässerungsstelle getrieben wird. Steigert man den Dampfdruck zu rasch, dann strömen Dampf und Kondensat zu schnell, und es kann auch in richtig installierten Anlagen zu Wasserschlägen kommen – ebenso wie ein einwandfreies Automobil auf guter Straße durch einen schlechten Fahrer eine Katastrophe verursachen kann. Dies war einer der Gründe warum wir in Kapitel 4 als wichtige Regel festhielten, dass Dampfleitungen nur *langsam* aufgeheizt werden dürfen.

Allgemeingültig können wir festhalten, dass schlagartig beschleunigte oder plötzlich abgebremste Flüssigkeitsmengen zu Wasserschlägen führen. So kommt es auch in Wärmetauschern zu Wasserschlägen, wenn sie nicht sorgfältig entwässert werden, wie das folgende Beispiel eines dampfseitig geregelten Wärmetauschers zeigt:



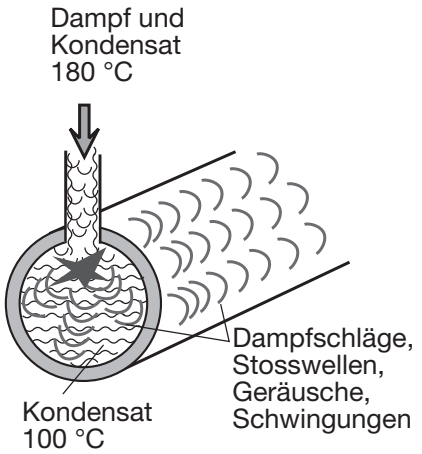
1. Das Regelventil – hier ganz schematisch dargestellt – ist vorübergehend geschlossen, da der Wärmebedarf stark abnimmt. Durch Kondensation sinkt der Druck im Dampfraum. Unzweckmäßige Installation verursacht Kondensatstau im Dampfraum.

2. Das Regelventil öffnet, da der Wärmebedarf steigt. Wegen der größeren Druckdifferenz zwischen Zuleitung und Dampfraum strömt der Dampf sehr rasch ein und trifft dabei auf wesentlich kühleres und ruhendes oder nur langsam bewegtes Kondensat. Folge: Dampfschläge. Ist die Dampfzuleitung vor dem Regelventil nicht entwässert, so hat sich während der Schließzeit des Regelventils ein Kondensatpfropfen gebildet, der beim Öffnen in den Wärmetauscher schießt. Folge: Wasserschlag.

Dieser hier nur sehr vereinfacht dargestellte Fall findet sich in der Praxis sehr häufig: Vorwärmer, Heizschlangen, Durchlauferhitzer sind bekannte Beispiele. Kommt zu den geschilderten Umständen noch hinzu, dass das Regelventil zu groß ausgelegt ist, dann schließt das Regelventil häufiger, und schon bei geringer Öffnung strömt sehr viel Dampf durch, d. h. die Wasserschläge werden häufiger und heftiger.

Andere Ursache, aber gleich unerwünschte Wirkung haben die „Implosionsschläge“, die auftreten, wenn Dampf mit Kondensat von erheblich tieferer Temperatur zusammentrifft. Dadurch wird der Dampf nämlich sehr rasch kondensiert. Das ist mit einer starken Verkleinerung des Volumens verbunden. Es entsteht also ein Loch, in das Wasser mit hoher Geschwindigkeit einströmt. Dieses aus verschiedenen Richtungen kommende Wasser wird beim Aufeinandertreffen plötzlich abgebremst, und wir haben wieder Dampf und einen Frontalzusammenstoß, einen Wasserschlag. Solche Vorgänge können im Wärmetauscher ablaufen, wenn Kondensat angestaut wird und entweder das Kondensat zu stark abkühlt oder der Dampfdruck in der Leitung weit über dem Dampfdruck im Wärmetauscher liegt.

Auch beim Zusammenführen zweier Kondensatleitungen aus verschiedenen Druckstufen kommt es zu Dampfschlägen.



Wasserschläge gehören zu den häufigsten und gefährlichsten Störungen, die in Dampf-Kondensatanlagen auftreten. Deshalb wollen wir etwas ausführlicher zusammenfassen:

Wasserschlag entsteht in Dampf- und Kondensatleitungen durch schnell bewegte bzw. schnell abgebremste Wasserpfropfen oder durch Verunreinigung von Dampf und heißem Kondensat mit kälterem Kondensat. Deshalb:

1. Alle Leitungen mit ausreichendem Gefälle zum Entwässerungspunkt verlegen.
2. Wassersäcke in Leitungen verhindern.
3. Alle Tiefpunkte entwässern.
4. Dampfanlagen langsam in Betrieb nehmen.
5. Alle Entwässerungen müssen gut funktionieren (Auslegung nach Kapitel 7.4, Schmutzfänger säubern, Kondensatableiter kontrollieren).
6. Dampfleitungen und Wärmetauscher sollen bei Außerbetriebnahme leerlaufen.
7. Temperatur- und Druckregler dürfen nicht zu groß sein.
8. Kondensatleitungen ausreichend groß auslegen.
9. Dampf oder heißes Kondensat höheren Drucks soll nicht auf wesentlich kälteres Kondensat treffen.

Trockner
Den Einsatz von Trocknern haben wir in Kapitel 5.1 bereits beschrieben. Hier reicht deshalb nochmals die Ermahnung:

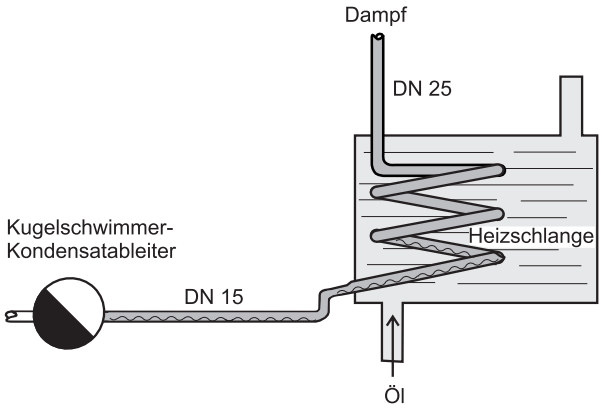
Sparen Sie nicht an der falschen Stelle!

Ein an der richtigen Stelle eingesetzter Dampftrockner (Wasserabscheider)
– verlängert die Standzeit von Regelventilen
– reduziert Leitungserosion
– vermindert die Wasserschlaggefahr
– sorgt für störungsfreieren Betrieb

Verwenden Sie zur Kondensatableitung eines Trockners unbedingt einen Kondensatableiter ohne Rückstau. Erste Wahl ist ein Kugelschwimmer-Kondensatableiter, alternativ ein thermodynamischer Kondensatableiter TD.

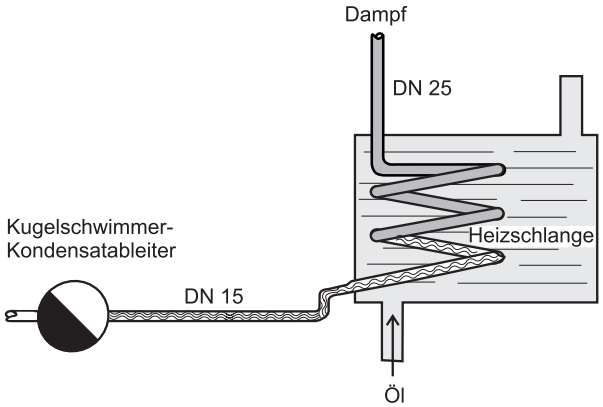
11.1.7 Dampfabschluss

In einem Kesselhaus erfüllte ein Ölvorwärmer nicht die Erwartungen: Die Öltemperatur schwankte stark, obgleich der Dampfraum des Vorwärmers stets unter vollem Druck stand und der Öldurchfluss während der Entnahme gleichmäßig war. Die schematische Anordnung:



So einfach diese Zeichnung ist, sie zeigt bereits die Ursache des Ärgers: Solange kein Öl entnommen wird, fällt wenig Kondensat an, das an der Wand der Entwässerungsleitung zum Kugelschwimmerableiter läuft und von diesem mit geringer Öffnung abgeleitet wird. Die Entwässerungsleitung ist größtenteils mit Dampf gefüllt. Das Öl im Vorwärmer hat die Temperatur des Dampfes.

Wird nun Öl entnommen, so strömt kaltes Öl in den Vorwärmer, und es fällt plötzlich viel Kondensat an, das nach unten läuft, dabei aber den Dampf in der Entwässerungsleitung vor dem Kondensatableiter einsperrt.

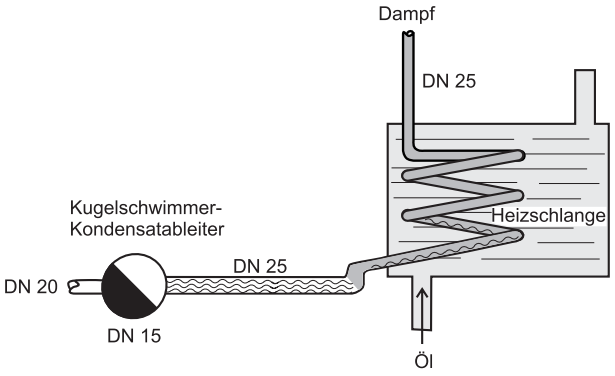


Der Kondensatableiter lässt den Dampf nicht durch, weil das ja die wichtigste Aufgabe eines Ableiters ist. In den Dampfraum kann der eingesperrte Dampf aber auch nicht zurück, weil von dort das Kondensat in die Entwässerungsleitung drängt. Nun staut sich das Kondensat im Vorwärmer, und das Öl wird nur ungenügend erwärmt. Man spricht deshalb von einem „Dampfabschluss“ der Entwässerungseinrichtung.

Dass das Kondensat wirklich nur schwer in die dampfgefüllte Entwässerungsleitung eindringen kann, werden Sie glauben, wenn Sie daran denken, wie verhältnismäßig langsam Wasser aus einer Bier- oder Weinflasche ausläuft, wenn die Flasche mit der Öffnung senkrecht nach unten gehalten wird (die Flaschenöffnung hat sogar einen etwas größeren Innendurchmesser als die Leitung DN 15).

Erst nach einer gewissen Zeit wird das Dampfpolster teils zurück in den Dampfraum gelangen, teils durch Kondensation verschwunden sein und der Ableiter voll öffnen, um das Kondensat auszuschleusen. Inzwischen floß aber zu kaltes Öl aus dem Vorwärmer. Ist der Kondensatstau im Heizrohr verschwunden, dann dringt mit dem Kondensat wieder Dampf in die Entwässerungsleitung ein, und nach kurzer Zeit wiederholt sich das Spiel. Ergebnis: Die Öltemperatur schwankt.

Da Sie nun die Ursache der Schwierigkeit kennen, wird Ihnen die Beseitigung sicher nicht schwerfallen: Man muss dafür sorgen, dass das Kondensat ungehindert zum Kondensatableiter fließt und dass Dampf aus der Entwässerungsleitung zurück in den Dampfraum kann. Die Entwässerungsleitung muss deshalb verkürzt und vergrößert werden, etwa so, wie es das folgende Bild zeigt:



Hat der Vorwärmer unseres Beispiels einen Dampfverbrauch von 100 kg/h bei p_e = 4 bar, dann würde die Dampfzuleitung in Nennweite 25 ausgeführt (siehe Diagramm Kapitel 4); es wäre ein Kugelschwimmer-Kondensatableiter DN 15 erforderlich, und die Leitung zwischen Vorwärmer und Ableiter sollte in DN 25 ausgeführt werden. Für die Kondensatleitung wäre DN 20 ausreichend.

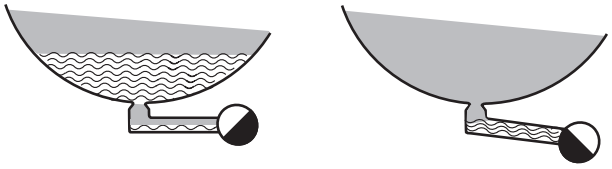
Die Entwässerungsleitung muss vor allem dann reichlich bemessen werden, wenn der Ableiter mehrere Meter vom Wärmetauscher entfernt montiert werden muss. Ausnahme: wenn stets nur wenig Kondensat anfällt, sozusagen tropfenweise, wie etwa bei Dampfbügeleisen, weil dann die Kondensatmenge nicht ausreicht, die Zuleitung zum Ableiter zu verstopfen.

Achtung: Es genügt keinesfalls, lediglich die Leitung zum Ableiter zu vergrößern, wenn der Entwässerungsanschluss am Wärmetauscher kleiner ist. In der längeren Entwässerungsleitung stehender Dampf darf auf dem Weg zurück in den Wärmetauscher an keiner Stelle behindert werden. Man sollte deshalb darauf achten, dass der Entwässerungsanschluss der Dampfapparate nicht zu klein ist: bis etwa DN 50 gleich dem Dampfanschluss, darüber in der Größe der reichlich bemessenen Kondensatleitung.

Nicht nur für Ölvorwärmer, sondern für sehr viele Wärmetauscher gilt:

Kondensatableiter sollen, von Ausnahmen abgesehen, nahe am Wärmetauscher montiert werden (Abstand z. B. max. 0,5 bis 1 m). Die Verbindung zwischen Wärmetauscher und Ableiter muss einen ausreichenden Querschnitt aufweisen, d. h. bei kleineren Leitungen etwa gleich dem Dampfeintritt.

Es gibt allerdings Fälle, in denen die Gefahr des Dampfstaus durch Montagemaßnahmen nicht zu beseitigen ist. Aus rotierenden Zylindern, wie sie z. B. an Papiermaschinen und Textiltrocknern verwendet werden, wird das Kondensat vom Boden des Zylinders mit Hilfe eines Steigrohrs durch die Zylinderachse nach außen geführt, wie das folgende Bild zeigt:



Wenn nicht gerade ein Kondensatstau vorliegt, was ja nicht der Normalfall sein darf, steht der Kondensatspiegel am unteren Ende des Steigrohrs. Es wird also Dampf in das Steigrohr eindringen, der weder die Möglichkeit zu kondensieren hat – weil das Steigrohr ja im Dampfraum liegt, also beheizt ist – noch in den Dampfraum zurück kann, weil der Dampf im Steigrohr ja nach oben drängt.

Hier kann die Entwässerung nur zuverlässig arbeiten, wenn der in das Steigrohr eindringende Dampf nach außen abgeführt wird: Entweder man lässt den Kondensatableiter ganz weg, sammelt Dampf und Kondensat in einem Sammler, begrenzt durch eine Differenzdruckregelung den Dampfstrom durch den Zylinder und verwendet den durchgeblasenen Dampf geringeren Drucks anderweitig – oder man nimmt einen Kondensatableiter mit Bypass: Ein im Ableiter angeordneter mit Nadelventil einstellbarer Bypass gestattet es dem Dampf, in geringer Menge aus dem Steigrohr in die Kondensatleitung zu entweichen.

Fassen wir zusammen:

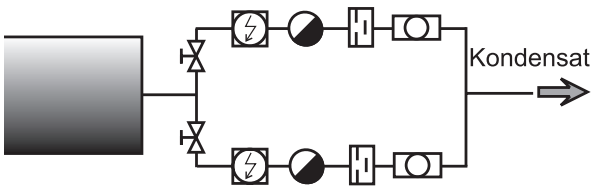
Wo die Leitung zwischen Dampfraum und Kondensatableiter lang und dünn ist, oder wenn sie beheizt wird, kann Dampfstau die Entwässerung behindern. Ist derartige Montage nicht zu vermeiden, so wird ein Kondensatableiter mit einstellbarem Bypass (Umführung) verwendet.

11.1.8 Umführung = Entführung?

Regelgeräte ohne Hilfsenergie wie Druckminderer, Temperaturregler, Kondensatableiter sind heutzutage so gut durchkonstruiert, dass sie eine lange und wartungsfreie Lebensdauer besitzen. Aber irgendwann kann auch ein solches Gerät einmal ausfallen, und man sollte sich schon bei der Planung die Frage stellen: „Was dann?“

Erlaubt die Anlage eine Betriebsunterbrechung, bis der Schaden behoben oder ein Ersatzgerät eingebaut ist, dann sind keine besonderen Maßnahmen erforderlich – es soll lediglich die Möglichkeit rascher Reparatur tatsächlich bestehen bzw. Ersatzgeräte sollten schnell verfügbar sein.

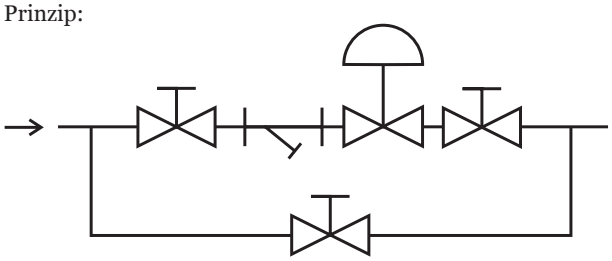
Darf der Betrieb nicht so lange unterbrochen werden, bis ein etwaiger Schaden beseitigt ist, dann muss die Möglichkeit zumindest eines provisorischen Weiterarbeitens geschaffen werden. So ist es bei Pumpstationen allgemein üblich, zwei Pumpen parallel zu schalten, davon eine als Betriebspumpe, die andere als Reserve. Ähnliches haben wir Ihnen für Reduzierstationen mit größerer Durchsatzleistung empfohlen.



Größere Trockenzylinder würden zerstört oder beschädigt, wenn sie mit Kondensat voll liefen. Diese Gefahr kann man umgehen:

Mit Hilfe eines Dreiwegeventils oder zwei einzelnen Ventilen wird im Falle eines Defektes auf den Reserve-Ableiter umgeschaltet. (Aus Sicherheitsgründen dürfen die Entwässerungsleitungen nicht gleichzeitig absperrbar sein.)

Von solchen Sonderfällen abgesehen, genügt es meist, die Regelarmatur – Ventil oder Kondensatableiter – mit einer absperrbaren Umführung zu versehen, wenn der Betrieb nicht unterbrochen werden darf. Das folgende Bild zeigt das Prinzip:



Eine Umgehungsleitung sollte im Übrigen so ausgelegt sein, dass sie keinen Tiefpunkt darstellt, in dem sich Wasser sammeln kann. Optimal ist die Lage horizontal auf gleicher Ebene wie der Hauptstrang.

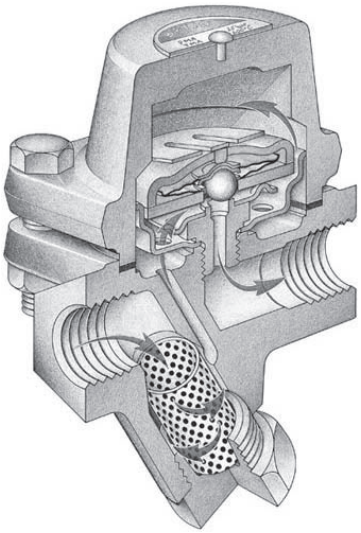
Man kann bei Bedarf – und das braucht nicht unbedingt ein Defekt zu sein, sondern es könnte sich auch um die regelmäßige Reinigung des Schmutzfängers handeln – die Umführung öffnen und die Ventile vor und nach dem Regelorgan schließen. Durch Einstellung des Umgehungsventils von Hand kann der Druck oder die Temperatur dem jeweiligen Bedarf angepasst werden, bis das Regelgerät wieder betriebsbereit ist.

Das wird nicht leicht sein, denn sonst könnte man auf die automatische Regelung ja fast verzichten. Kurzzeitig ist ein solches Provisorium aber oft tragbar – andernfalls müsste eben anstelle des Ventils in der Umgehungsleitung ein Reserveregler fest eingebaut werden.

Bei solchem provisorischem Betrieb ist das Umgehungsventil nur wenig geöffnet; die Gründe wurden im Abschnitt 9.6 erläutert. Deshalb treten bei zu langem Andauern des Provisoriums Abnützungserscheinungen am Ventil auf (für solchen Betrieb ist es ja nicht gebaut), so dass es später die Umgehungsleitung nicht mehr dicht abschließen kann. Dann entstehen aber Verluste, oder die Regelung wird gestört. Auch kommt es immer wieder vor, dass die Umgehungsventile versehentlich geöffnet oder nicht mehr geschlossen werden.

Wenn dadurch eine Temperatur- oder Druckregelung unmöglich gemacht wird, fällt die Ursache rasch auf. Ist jedoch die Umführung eines Ableiters geöffnet oder nur undicht, dann können über längere Zeit unbemerkte Dampfverluste entstehen, die erhebliche Kosten verursachen und, durch die Druckerhöhung im Kondensatsystem, den Betrieb der Anlage stören. Aus der Umführung ist dann eine Entführung geworden. Deshalb versieht man Kondensatableiter heute nur noch dann mit Umführungen, wenn dies unbedingt nötig ist. Zumal ein Ersatzgerät für einen Ableiter meist vorhanden und schnell einzubauen ist.

Verwendet man einen Kondensatableiter mit schnell auswechselbarem Funktionsteil, dann ist eine vollständige Erneuerung des Funktionsteils einschließlich Reinigung des Schmutzfängers in weniger als 2 Minuten möglich. Auch der komplette Ableiter lässt sich bei Flanschverbindungen in dieser Zeit auswechseln. So lange aber darf die Entwässerung der meisten Wärmetauscher schon einmal unterbrochen werden. Es genügt dann, statt der Umgehungsleitung einen Dampf-Kugelhahn vor und hinter dem Ableiter vorzusehen. (Dampf-Kugelhähne sind hier den Ventilen wegen des geringeren Durchflusswiderstandes vorzuziehen).



Merken wir uns:

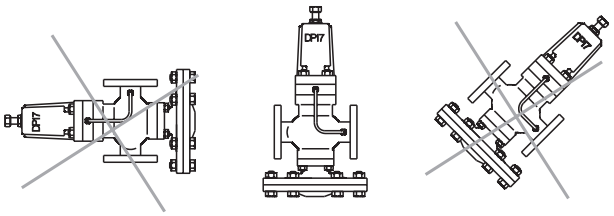
Umführungen ermöglichen Wartung oder Reparatur von Temperaturregel- und Druckreduzierstationen ohne Unterbrechung des Betriebs der Anlage.

Umführungen von Kondensatableitern sind dagegen wegen der Gefahr unbemerkter Dampfverluste möglichst zu vermeiden.

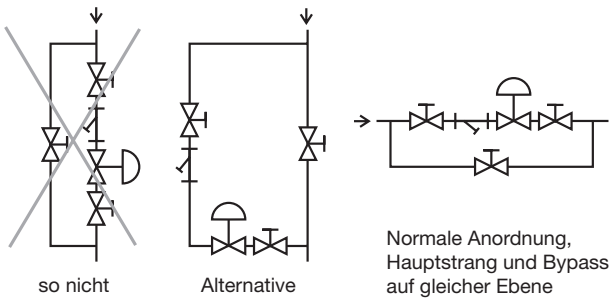
11.1.9 Einbaulage

Erfreulicherweise werden Dampf- und Kondensatarmaturen nur selten mit falscher Einbaulage in die Rohrleitung eingesetzt. Diese Tatsache zeigt übrigens, dass durchaus sorgfältig gearbeitet wird und dass Fehler in der Auswahl und Anordnung der Geräte hauptsächlich auf Unkenntnis zurückzuführen sind.

Fassen wir uns also kurz: Die auf den Armaturen angegebene Durchflussrichtung, meist in Form eines Pfeils , ist unbedingt zu beachten. Druck- und Temperaturregler sollen vorzugsweise in waagerechter Rohrleitung eingebaut werden, und zwar so, dass die Geräteachse senkrecht steht. Im allgemeinen ist dann das Typenschild ohne Verrenkungen zu lesen.



Natürlich kommt es nicht auf das Typenschild an, sondern darauf, dass die Ventilspindel senkrecht steht, weil dann der Verschleiß am geringsten ist. Eine waagerecht liegende Spindel reibt nämlich an der Unterseite stärker als an der Oberseite, die Abnutzung ist deshalb stärker und noch dazu einseitig. – Diese Forderung lässt sich notfalls auch bei senkrecht verlaufender Leitung erfüllen.



Bei den Kondensatableitern muss natürlich ebenfalls unbedingt die vorgeschriebene Durchflussrichtung und Einbaulage beachtet werden. Die thermischen Kapsel-Kondensatableiter, Bimetallableiter und der thermodynamische Kondensatableiter können beliebig eingebaut werden: waagerecht, senkrecht, schräg, über Kopf. Doch ist aus den oben genannten Gründen auch bei diesen Geräten die Lebensdauer am größten, wenn sie in nahezu waagerechter Rohrleitung mit der Oberseite nach oben arbeiten. „Nahezu waagerecht", das heißt, das für die Entwässerung wichtige Gefälle der Leitung sollte beibehalten werden.

11.1.10 Die Anschlussarten

Wie man Armaturen an Rohrleitungen anschließt, ist Ihnen bekannt. Da aber eine gelegentliche kritische Betrachtung auch der vermeintlichen Selbstverständlichkeiten nicht schadet, möchten wir die Anschlussarten doch kurz nennen.

Flanschverbindungen

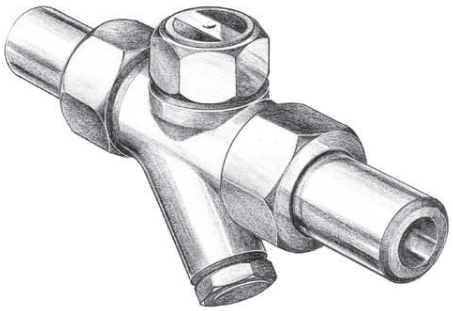
Hierzulande die gebräuchlichste Art, Rohrleitungsteile in Industrieanlagen zu verbinden. Vorteil: schnell und einfach zu lösen, gut dichtend. Nachteil: bei kleinen Leitungen schwerer und teurer als andere Verbindungsarten. Ausführung meist nach DIN EN 1052, in der petrochemischen Industrie häufig nach amerikanischer Norm ASA (American Standards Association). – Im Anhang 5 finden Sie eine Übersicht über die wichtigsten Abmessungen von Flanschen nach DIN für verschiedene Druckstufen.

Muffenverbindungen

Vorteil: bei kleinen Leitungen schnell und billig auszuführen. Nachteil: Nach der Montage können Armaturen nicht mehr ausgewechselt werden, es sei denn durch Herausschweißen oder wenn zusätzliche Verschraubungen vorhanden sind. – Dichtungsschwierigkeiten treten nicht auf, wenn geeignete Dichtungsmaterialien verwendet werden: Aluminiumhanf, Teflonband, Hochdruck-Dichtungsmasse.

Ausführung im allgemeinen als Whitworth-Rohrgewinde nach DIN 2999 mit zylindrischem Innengewinde und kegeligem Außengewinde. In den Vereinigten Staaten werden mit Vorliebe Muffenverbindungen verwendet; die Gewinde sind sogenannte „selbstdichtende Gewinde" nach NPT (National Pipe Thread) oder nach API (American Petroleum Institute), wobei sowohl das Innen- als auch das Außengewinde kegelig ist. Rohrgewinde nach der englischen Norm BS 21 stimmen mit den Gewinden nach DIN im wesentlichen überein (beide entsprechen der ISO-Empfehlung R 7); doch wird in England überwiegend auch das Innengewinde kegelig verwendet.

Überwurf-Verschraubungen



Überwurf-Verschraubungen bieten Kleinheit und Leichtheit bei schneller Austauschbarkeit der Armaturen. Dafür sind sie teurer als die Muffenverbindungen. Je nach Anwendung werden unterschiedliche Dichtungsmaterialien eingesetzt. Dichtungslose Verbindungen eignen sich für hohe Drücke, müssen jedoch genau fluchtend montiert werden.

Anschweißverbindungen

Geräte für hohe Drücke werden vielfach mit Anschweißenden (butt weld ends) versehen und eingeschweißt, um jegliche Dichtungsschwierigkeiten von vornherein auszuschließen. Nachteil: Der Austausch eingeschweißter Armaturen erfordert Schweißarbeiten. Daneben gibt es noch Verbindungen mit Einsteck-Schweißmuffen (socket weld ends), die ähnlich wie die oben erwähnte Schraubmuffenverbindung aussieht, aber das Rohr wird eingesteckt und eingeschweißt. Diese Verbindung wird nur für niedere Drücke bis etwa 20 bar angewendet. Für höhere Drücke verwendet man Anschweißenden.

Bei Schweißarbeiten müssen die Armaturen gekühlt werden, um Beschädigungen durch Überhitzung zu vermeiden.

11.2 Inbetriebnahme

Die Inbetriebnahme einer Dampfanlage muss langsam erfolgen! Lassen Sie den Rohrleitungen und Armaturen genügend Zeit auf Temperatur zu kommen und sich auf den Dauerbetriebszustand auszudehnen.

Bei der Inbetriebnahme fällt durch noch kalte Oberflächen viel Anfahr-Kondensat an. Ermöglichen Sie dem System, dieses Kondensat abzuleiten, bevor die Wärmetauscher volle Leistung bringen müssen.

Je nach Größe einer Anlage sollte die Inbetriebnahme einige Minuten bis zu einer Stunde dauern.

Besonders interessant ist die Erstinbetriebnahme. Nicht selten verursachen die ersten Tage mehr graue Haare als man sich gemeinhin wünscht, und die grauen Zellen haben in Folge viel zu tun, um eine stabilen Betriebszustand zu erreichen. Dabei sind die auslösenden Gründe meist sehr profan:

- es wurde vergessen, die Schutzkappen von verschiedenen Armaturen zu entfernen
- Blindflansche wurden nicht entfernt oder nicht gesetzt
- die Anlage wurde nicht gut genug gereinigt/gespült und Schmutz verstopft Regelorgane und Schmutzfänger (Geschichten über vergessene Schmutzlappen, Schweißperlen in Regelventilen etc. füllen ganze Bücher)
- mitgerissenes Wasser aus Wassersäcken beschädigen Regelorgane bei der Inbetriebnahme
- Dichtungen blasen
- fehlende Wasservorlage in Druck-Pendelleitungen und Messrohren führen zu defekten Messaufnehmern und zerstörten Regelmembranen
- noch nicht richtig eingestellte Regelungen lassen Drücke und Temperaturen schwanken und bringen Sicherheitsventile zum Abblasen

Leider verursachen einige der oben genannten Effekte immer wieder Schäden an Geräten, und bereits nach wenigen Stunden Betrieb sind Funktionsausfälle oder Undichtigkeiten die Folge. Der dann normalerweise laut werdende Ruf nach „Gewährleistung“ fällt dabei meist auf Planer, Inbetriebnehmer, Anlagenbauer oder Betreiber zurück, da die Ermittlung der Ausfallursache normalerweise dieses Ergebnis bringt: anlagen- und betriebsbedingt.

Verbindungen unter Verwendung einer Weichdichtung sollten nach dem erstmaligen Aufheizen nachgezogen werden, da das Dichtungsmaterial beim Erwärmen nachgibt. Jede Undichtheit muss schnellstens beseitigt werden, weil sonst das austretende Medium Riefen in die Verbindungsteile frisst, so dass später durch bloßes Nachziehen keine Dichtheit mehr zu erreichen ist.

11.3 Wartung nur alle 500 000 Kilometer!

Beim normalen Auto sind 100 000 wartungsfreie Betriebsstunden vorläufig noch undenkbar. Selbst 50 000 Fahrkilometer oder rund 1000 Betriebsstunden wird Ihr Wagen kaum ohne Wartung (Säubern, Abschmieren, Ausbessern kleinerer Schäden) laufen. Bei anderen Dingen nehmen wir solche Leistung jedoch als selbstverständlich hin: Die Armbanduhr tickt in 2 Jahren über 17 000 Stunden ohne Reinigung und Ölen, und die Regelarmaturen der Dampfanlage bringen in 3 bis 5 Jahren etwa 5000 bis 180 000 Betriebsstunden ohne Reparatur hinter sich.

Natürlich, der Vergleich hinkt. Schon deshalb, weil viele moderne Regelarmaturen, darunter alle Kondensatableiter, tatsächlich wartungsfrei sind: Man sollte sie nicht öffnen, solange sie einwandfrei arbeiten. Das heißt nun aber nicht, dass sie in alle Ewigkeit störungsfrei funktionieren werden. Früher oder später wird jede Regelarmatur einmal ausfallen, falls die Anlage lange genug läuft. (Geschieht das 1 Jahr nach Inbetriebnahme, wird man reklamieren; geschieht es erst nach 10 Jahren, gibt's Ärger, wenn keine Ersatzteile mehr geliefert werden. So sind die Menschen.)

Man sollte die Geräte also laufend überwachen – und bei unregelmäßiger Funktion sofort reparieren oder ersetzen, um eine Vergrößerung des Schadens am Gerät selbst sowie weitere Verluste durch die Fehlfunktion der Anlage zu vermeiden.

Machen wir's kurz:

Inspektion:	**regelmäßig!**
Wartung:	**nur wo vorgeschrieben – da aber regelmäßig.**
Regelventile:	**nur nach Vorschrift; meist ist nur äußere Sauberhaltung erforderlich.**
Kondensatableiter:	**nur überwachen; bei unregelmäßiger Funktion sofort ersetzen.**
Schmutzfänger:	**in neueren Anlagen regelmäßig reinigen (ein- bis zweimal im Jahr).**
Schaugläser:	**nach Bedarf bzw. bei der regelmäßigen Inspektion reinigen.**

Bei der Handhabung der Armaturen ist darauf zu achten, dass Gewinde nicht bei hoher Temperatur des Geräts betätigt werden sollten, da die Gewinde sonst fressen und dadurch unbrauchbar werden können: *vor dem Öffnen abkühlen lassen!*

Bei Reparaturen oder Überwachungsarbeiten frei werdende Weichdichtungen sollten immer durch neue ersetzt werden, weil die alten Dichtungen ihre Zusammendrückbarkeit weitgehend verloren haben und nach dem Zusammenbau nur schlecht dichten würden. Verbindungen mit Weichdichtungen, die gelöst worden waren, sind nochmals nachzuziehen, sobald das Gerät das erste Mal wieder aufgeheizt wurde und danach wieder abgekühlt ist.

11.4 Fehlersuche

Bei der Fehlersuche ersparen zwei Minuten Nachdenken zwei Stunden Arbeit. Jedoch: Fehlersuche aufgrund von Annahmen oder Vermutungen ist Zeitverschwendung. Nur systematische Erforschung der Tatsachen führt rasch zum Ziel. Fehlt es einem an Köpfchen, und scheut er die nötige Arbeit – also ein rein theoretischer Fall! –, so bleibt immer noch ein Ausweg: Er beschuldigt einen der Zulieferanten (von Kessel, Leitungen, Armaturen, Apparaten) und überlässt es dessen Scharfsinn oder Fleiß, den wirklichen Fehler zu finden. Das wird Kundendienst genannt.

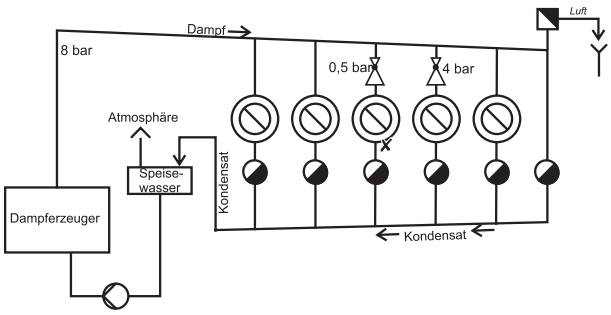
Nehmen wir aber an, die allgemeine Wirtschaftslage sei so gut, dass der beschuldigte Lieferant nicht schnellstens zu erscheinen braucht – oder der bedrängte Betriebsingenieur wollte aus anderen Gründen selbst den Fehler suchen. Wie soll er vorgehen?

1. Zunächst muss die Art und der Umfang der Fehlfunktion genau festgestellt werden.

2. Dann ist zu prüfen, ob um das Fehlergebiet herum die Betriebsbedingungen normal sind, besonders also Druck, Temperatur und u. U. die Durchflussmenge.

3. Schließlich ist das Fehlergebiet systematisch zu unterteilen und zu untersuchen.

Das klingt selbstverständlich – aber allzu oft führen schon die kleinsten Hindernisse auf den falschen Weg. Sehen wir uns ein Beispiel aus der Praxis an:



Meldung:
„Der Wärmetauscher X kommt nicht auf Temperatur!"

1. Prüfung:
   Arbeiten die anderen Wärmetauscher normal?
– Befund: Ja.

2. Prüfung:
a) Ist der erforderliche Vordruck p_e = 0,5 bar vorhanden?
   – Befund: Ja.
b) Ist der Gegendruck von der Kondensatleitung her normal?
   – Befund: Nicht feststellbar, da kein Manometer vorhanden.

Weil die anderen Wärmetauscher einwandfrei arbeiten:
- Annahme, dass der Druck in der Kondensatleitung normal ist.

3. Prüfung:
   Fehlermöglichkeit durch Reduzierventil, Wärmetauscher oder Ableiter.

Am Wärmetauscher selbst sowie an seiner Betriebsweise wurde nichts geändert. Ein plötzlicher starker Leistungsabfall kann deshalb nicht im Wärmetauscher verursacht sein.
Der Kondensatableiter könnte übermäßig anstauen. Da er sehr heiß ist, wird angenommen, dass dies nicht der Fall ist.
Also (Fehl-)Schluss: Das vor einigen Wochen neu installierte Reduzierventil lässt zu wenig Dampf durch.

Der herbeigerufene Lieferant des Reduzierventils verkündet dagegen, dass sein Regler wohl nicht mehr tun kann, als den gewünschten Druck p_e = 0,5 bar bereitzustellen. Wäre er zu klein, dann müsste der Minderdruck unter p_e = 0,5 bar abfallen. Also wird es wohl doch am Kondensatableiter liegen.

Die Ausgangsseite des Ableiters wird daraufhin von der Kondensatleitung abgetrennt, so dass sie ins Freie entwässert – und siehe da, der Wärmetauscher erreicht rasch die erwartete Betriebstemperatur und bringt genügend Leistung. Nun wird an dem bei der Abtrennung des Kondensatableiters frei gewordenen Anschluss zur Kondensatleitung ein Manometer angebracht: Der Überdruck in der Kondensatleitung beträgt an dieser Stelle 0,4 bar.

Der Differenzdruck am Kondensatableiter des Wärmetauschers X war also so klein geworden, dass nicht mehr alles Kondensat abgeführt werden konnte, das Kondensat wurde angestaut; dadurch wurde die wirksame, d. h. vom Dampf berührte Heizfläche kleiner, und demzufolge nahm auch der Kondensatanfall ab – bis schließlich verringerter Kondensatanfall und verringerte Kondensatableiterleistung wieder im Gleichgewicht waren. Der Wärmetauscher arbeitet also weiter, aber nur noch mit einem Bruchteil der vollen Leistung. Der Kondensatableiter bekam zwar wesentlich kälteres Kondensat, wurde aber von hinten, d. h. von der Kondensatleitung her, heiß gehalten, so dass die Fehlfunktion ohne Manometer in der Kondensatleitung nicht feststellbar war. Wo aber lag der Fehler?
Am benachbarten Wärmetauscher war noch ein alter Kondensatableiter montiert, der einen Handhebel zur Entlüftung bei Inbetriebnahme besaß; dieser Handhebel war geöffnet, aber nicht mehr geschlossen worden, so dass Frischdampf in die Kondensatleitung durchblies und dort den Druck erhöhte. Diese Druckerhöhung machte sich nur an dem mit niedrigem Vordruck beheizten Wärmetauscher bemerkbar. Dabei muss es als Glück bezeichnet werden, dass wenigstens einer der Wärmetauscher ausfiel, denn sonst wäre vielleicht längere Zeit hindurch Frischdampf unbemerkt verlorengegangen.

Mit einiger Erfahrung in solchen Dingen hätte man freilich zuerst zum Kondensatsammelgefäß geschaut, dort übermäßige Dampfentwicklung festgestellt und dann die benachbarten Kondensatableiter überprüft, z. B. mit dem Ultraschall-Prüfgerät; so wäre der Fehler schneller und mit weniger Arbeitsaufwand gefunden worden. Ein Messgerät an der richtigen Stelle (hier ein Manometer an der Kondensatleitung) hätte auch den Ungeübten sofort auf den richtigen Weg geführt. Nochmals sei in diesem Zusammenhang darauf hingewiesen: Manometer, Thermometer, Schmutzfänger, Schaugläser sind billig, aber unbezahlbar.

Wir haben dieses Beispiel absichtlich nicht so abgeändert, dass es „reibungslos“ in das angegebene Schema zur Fehlersuche gepasst hätte; denn in der Praxis kommt man um das gründliche Durchdenken des jeweiligen Falles eben doch selten herum. In diesem Beispiel war es wichtig, dass rechtzeitig die Leitung nach dem Ableiter aufgetrennt wurde um frei von allen Vermutungen feststellen zu können, ob der Fehler vor oder nach der Einmündung der Entwässerungsleitung in das Kondensatnetz liegt. Ohne solche systematische Unterteilung des Fehlerbereichs kann man sich bei der Fehlersuche stundenlang vergeblich im Kreise drehen.

A1 Fachbegriffe

Absaufen	Gänzliches oder teilweises Zurückstauen von Kondensat in den Wärmetauscher, verursacht durch fehlenden Differenzdruck zwischen Dampfraum und Kondensatnetz
Absoluter Druck	Druck, der im leeren Raum (ohne Atmosphäre oder Gas oder Luft) herrscht; alle Druckangaben ohne Zusatzangabe sind per Definition vom absoluten Druck ausgehend, Druckangaben vom Atmosphärendruck ausgehend werden als Überdruck, z. B. p_e bezeichnet.
Aktiver Kondensatableiter	Kondensatableiter mit integrierter Pumpe zur Kondensatableitung unter Vakuumbedingungen oder Bedingungen, bei denen der Differenzdruck zur Kondensatableitung nicht ausreicht.
Anlauf-/Anfahrvorgang	Betriebsbedingungen von der Inbetriebnahme einer Dampfanlage oder sonstigen Apparatur bis zum Erreichen des stabilen Dauerzustandes.
Atmosphärendruck	Der von der Luft, d. h. der Atmosphäre auf alle Gegenstände am Erdboden ausgeübte Druck von ca. 1 bar bzw. 1000 mbar.
Dampf	Normalerweise Bezeichnung eines gasförmigen Stoffes in der Nähe des Kondensationspunktes. Allgemein verwendet zur Beschreibung von Wasserdampf, d. h. verdampftem Wasser.
Dampfdruck	Druck des Dampfes bei einer vorgegebenen Temperatur. In vielen Fällen angegeben als Überdruck über dem Atmosphärendruck von 1 bar.
Dampferzeuger	Apparat zur Erzeugung von Wasserdampf. Übliche Dampferzeuger sind Großraumwasserkessel, Schnelldampferzeuger, Reindampferzeuger, Wärmeträger-Erhitzer.
Dampfleitung	Rohrleitung zum Transport von Dampf
Dampfseitige Regelung	Regelung eines Wärmetauschers bei der das Regelventil den Dampfzutritt im Eingang des Wärmetauschers regelt
Dampftafel	Zusammenstellung der physikalischen Eigenschaften, wie Druck, Temperatur, Wärmeinhalt und anderen Bedingungen für Wasser und Dampf
Dampftemperatur	Temperatur des Dampfes unter den jeweiligen Bedingungen. Für Sattdampf gibt es eine direkte Beziehung zwischen Dampftemperatur und Dampfdruck.
Dampftrockner	Allgemein verwendeter Begriff für einen Wasserabscheider, der Wassertröpfchen aus Sattdampf entfernt. Mit guten Dampftrocknern ist ein Trocknungsgrad von 98 % (d. h. 2 % Restfeuchte) zu erzielen.
Dampfvolumen	Rauminhalt des Dampfes; für Sattdampf gibt es eine direkte Beziehung zwischen Druck und Volumen.
Druck p	Kraft, die auf eine Fläche einwirkt; berechnet als Kraft durch Fläche p = F/A, Maßeinheit N pro m² bzw. bar. 1 bar = 10^5 N pro m². Jede Druckangabe in bar bezeichnet i. Allg. den absoluten Druck, d. h. vom atmosphärefreiem Raum ausgehend. Wenn Überdruck über dem Atmosphärendruck gemeint ist, wie ihn üblicherweise Manometer anzeigen, dann ist zu schreiben p_e = ... bar.
Druckreduzierung	Veränderung des Druckes in einem System durch Einsatz einer mechanischen Verengung in der Rohrleitung, üblicherweise eines Druckreduzierventiles.
Drucktafel des Dampfes	Eine Dampftafel, deren Zahlenwerte nach gleichen Druckangaben geordnet sind. Eine andere Bezeichnung für Drucktafel des Dampfes ist auch Dampftafel.
Enthalpie h	siehe Wärmeinhalt
Entlüftung	Wichtige Vorgehensweise zur Entfernung von Luft oder nicht kondensierbaren Gasen aus Dampfleitungen, um z. B. Dampfstau zu verhindern.
Erosion	Strömt Dampf mit zu hoher Geschwindigkeit und feuchtigkeitsbeladen führen die Wassertropfen zu Strahl- und Schmirgeleffekten ähnlich wie beim Sandstrahlen. Rohrleitungsbögen, Ventilsitze usw. werden beschädigt. Leichte Undichtigkeiten an Dichtungen führen zu Dampfschlupf und i. Allg. dann zu tiefgehender Erosion.
Feuchter Dampf	siehe Nassdampf, i. Allg. ist damit Dampf mit leichter Restfeuchtigkeit, wie er in den meisten praktischen Anwendungen vorkommt, gemeint.

Frischdampf	Unter Frischdampf versteht man im Gegensatz zu Nachdampf Dampf, der frisch erzeugt wurde, z. B. in einem Dampfkessel.
Heißdampf	Siehe überhitzter Dampf
Heizfläche	Trennwand zwischen heizendem Stoff und beheiztem Stoff
Implosion	Trifft heißer Dampf auf eine kalte Wasseroberfläche, kondensiert er schlagartig (implodiert). Es entstehen knatternde Geräusche, im Extremfall große Schwingungen mit ähnlichen Auswirkungen wie beim Wasserschlag.
Isolation	Umhüllung zur Verhinderung von Wärmeverlusten
Kilokalorie kcal	Wärmeenergieinhalt des alten technischen Maßsystems. 1 kcal = 4,2 kJ.
Kilojoule kJ	Die Wärmeenergieeinheit des SI-Systems. 1000 J = 1 kJ = 1000 Nm. 4,2 kJ = 1 kcal.
Kilopond kp	Alte Krafteinheit des technischen Maßsystems. 1 kp = 9,81 N.
Kondensat	Kurzbezeichnung von Kondenswasser. Im Allgemeinen ist damit Wasser gemeint, das aus der Kondensation von Dampf entstanden ist.
Kondensatableiter	Mechanisches Bauteil, das den Dampfraum vom Kondensatraum trennt. Die Aufgabe des Kondensatableiters ist es, Kondensat und unkondensierbare Gase passieren zu lassen, Dampf jedoch zurückzuhalten.
Kondensatableitung	Entfernung von Kondensat aus einem Dampfraum (Dampfleitung, Apparat, Wärmetauscher usw.)
Kondensatanfall	Menge des entstehenden Kondensates pro Zeiteinheit.
Kondensatanstauregelung	Regelung des Kondensatflusses auf der Ausgangsseite des Wärmetauscheres. Kondensat wird bewußt angestaut und damit die Wärmeübertragungsfläche verändert, die Restwärme wird ausgenutzt.
Kondensatheber	Mechanische, meist mit Dampf betriebene Kondensatpumpe.
Kondensation	Verwandlung von Sattdampf in Wasser unter Abgabe der Verdampfungswärme. Das Kondensat oder Kondenswasser hat zum Zeitpunkt des Entstehens dieselbe Temperatur wie der Dampf, aus dem es entstanden ist.
Kondensatleitung	Sammelt das aus Dampfleitungen und Dampfverbrauchern anfallende Kondensat und leitet es i. Allg. zurück zum Kessel.
Kondensatrückspeiseanlage	Sammelbehälter mit Pumpe, in dem Kondensat zur Weiterbeförderung gesammelt wird.
Kondensatsystem	I. Allg. Begriff für ein komplexes System bestehend aus Kondensatableitung, Kondensatleitung, Kondensatsammlung, Kondensataufbereitung usw.
Korrosion	Oxidation von Metallteilen, wie Rohrleitungen oder Armaturen. Dampfsysteme sind erhöhter Korrosion ausgesetzt, da in vielen Fällen Sauerstoff nicht völlig vermieden werden kann und besonders hohe Temperaturen herrschen.
Kraft N	Im SI-Einheitensystem wird die Kraft N mit der Einheit Newton N versehen. 1 N = 1 kgm/s². Die Kraft ist eine abgeleitete Größe nach dem Newton'schen Grundgesetz (Fallgesetz).
Kubikmeter m³	Raummaß: 1 m³ entspricht einem Würfel von 1 m Länge, 1 m Breite und 1 m Höhe. 1 m³ = 1000 l.
Luftdruck	siehe Atmosphärendruck
Manometer	Mechanisches Anzeigegerät zur Druckmessung; Manometer messen üblicherweise den Druck oberhalb Atmosphärendruck (Überdruck).
Nachverdampfung	Das Entstehen von Dampf aus Kondensat, das aus einem höheren Druckbereich in einen niedrigeren Druckbereich überführt wird. Nachdampf führt, insofern er nicht wieder verwertet wird, zu Energieverlusten. Außerdem bewirkt Nachdampf eine Druckerhöhung im Kondensatsystem und hat damit rückwirkende Effekte auf die Kondensatableitungen und Regelungen des Dampfsystems.
Nassdampf	Dampf, der Wassertröpfchen enthält, siehe auch „nasser Dampf".

Nenndruck PN	Angabe, bis zu welchem Druck eine Rohrleitung oder eine Armatur bei 20 °C betrieben werden darf.
Nennweite DN	Genormte Bezeichnung für die Dimension eines Rohres. Die Nennweite entspricht nicht exakt dem Rohrdurchmesser.
Rückstaueffekt	siehe auch „Absaufen“. Effekt, bei dem Kondensat in den Wärmetauscher zurückstaut und damit die Wärmetauscherfläche verändert. Folgen des Rückstaueffektes sind oft Geräusche, schlechte Regelung, Korrosion, Wasserschläge usw.
Sattdampf	Wasserdampf mit einer Temperatur im engen Bereich um den Verdampfungspunkt, Restfeuchte Null bzw. sehr gering, keine wesentliche Überhitzung
Sättigungsdruck	Der Druck, bei dem der Dampf aus Wasser entsteht.
Sättigungszustand	Wenn der Dampf genau die zum herrschenden Druck laut Dampftafel gehörende Temperatur hat oder umgekehrt.
Sicherheitsventil	Druckgesteuertes Ventil, das ab einem bestimmten eingestellten Druck das Dampfsystem entlüftet. Sicherheitsventile sind baumustergeprüft sowie einzeln eingestellt und abgenommen.
Sieden (kochen)	In der Flüssigkeit (Wasser) bilden sich Dampfblasen.
Speisewasserbehälter	Unter Speisewasserbehälter versteht man den Apparat, in dem heißes Kondensat oder aufbereitetes und erhitztes Frischwasser zur Speisung des Dampfkessels vorgehalten wird.
Spezifische Werte, spezifisches Volumen oder spezifische Dichte	Zahlenangaben, die nur für eine bestimmte Stoffmenge oder z. B. Stoffabmessung gelten; z. B. ist das spezifische Volumen das Volumen von 1 kg Stoff Temperatur t oder J
Temperatur t oder J	Die mit dem Thermometer gemessene Eigenschaft eines Stoffes, in bestimmtem Maße warm oder kalt zu sein. Gemessen wird die Temperatur üblicherweise in °C. Die Temperatur, die vom absoluten Nullpunkt ausgeht, wird in Kelvin K gemessen, dabei gilt 273 K = 0 °C.
Temperaturdifferenz Δt	Die Temperaturdifferenz wird immer in Kelvin (K) angegeben; z. B. ist die Temperaturdifferenz bei der Erwärmung von Wasser von 20 auf 70 °C = 50 K.
Thermometer	Gerät zur Messung der Temperatur, üblicherweise in °C skaliert.
Trockener Dampf	Dampf, der keine Wassertröpfchen enthält. Üblicherweise (Satt-)Dampf mit leichter Überhitzung, d. h. mit angemessener Entfernung von der Verdampfungstemperatur.
Überdruck p_e	Druckangabe, die vom Luftdruck als Nullpunkt ausgeht. Da auf der Erde üblicherweise ca. 1 bar Atmosphärendruck herrscht, folgen die meisten Angaben als Überdruckangaben. Druckmesser und Manometer zeigen üblicherweise Überdruck an.
Überhitzter Dampf (Heißdampf)	Dampf, der nach seiner Erzeugung aus Wasser weiter erhitzt wurde. Überhitzter Dampf weist eine höhere Temperatur auf als die eigentlich aus dem Wasserdampf abgelesene und zum Druck gehörige Temperatur. Überhitzter Dampf wird auch Heißdampf genannt.
Vakuum	Ein Druck, der geringer als der Luftdruck von rd. 1 bar ist. Absolutes Vakuum bezeichnet den praktisch völlig druckfreien Zustand.
Verdampfungswärme	Die Wärmemenge, die die Verdampfung bewirkt, ohne jedoch die Temperatur zu erhöhen.
Volumen	Rauminhalt gemessen in m^3.
Wärme	Eine Energieform. Die Wärme macht Stoffe wärmer (Temperaturerhöhung), verändert den Aggregatzustand, oder verändert Stoffe .
Wärmedurchgangskoeffizient k	Der Wärmedurchgangskoeffizient ist abhängig von dem Stoff, der Wärme abgibt und dem, der Wärme aufnimmt sowie von den Strömungsverhältnissen. Neben der Fläche und der Temperaturdifferenz bestimmt der Wärmedurchgangskoeffizient den möglichen Wärmestrom beim Wärmeübergang.
Wärmeinhalt h	Die gesamte Wärme, die im Dampf oder im Wasser enthalten ist, wobei die Wärmeaufnahme üblicherweise ab 0 °C gemessen wird.
Wärmemenge Q	Eine bestimmte Wärmemengeenergie angegeben in kJ.

Wärmestrom $\dot{Q}$	Eine Leistungseinheit, die angibt, welche Wärme in einem Wärmetauscher umgesetzt wird. Die Einheit des Wärmestroms ist Kilowatt kW, früher kcal/h. 1 kW = 860 kJ/h bzw. 1000 kcal/h = 1,16 kW. Außerdem gilt 1 kW = 1 kJ/s.
Wärmetauscher	Apparat zur Übertragung von Wärme von einem Stoff auf einen anderen Stoff.
Wärmeübergang	Übergang von Wärmeenergie von einem Stoff auf einen anderen.
Wärmeverluste	Vom Heizmittel abgegebene Wärmemenge, die nicht zu wirtschaftlichen Zwecken ausgenutzt wird, sondern verloren geht.
Wasseraufbereitung	Behandlung des Wassers, um es für die Verwendung im Dampfkessel geeignet zu machen.
Wasserfilm	Dünne Wasserschicht, die sich durch Kondensation des Dampfes an einer Heizfläche bildet. Wasserfilme stören den Wärmeübergang von Dampf auf die Heizfläche und den zu erwärmenden Stoff.
Wasserschlag	Wassertropfen, die mit der hohen Dampfgeschwindigkeit mitgerissen werden, führen zu Schlägen in Anlagen, die zum Platzen von Armaturen, Abnutzung von Rohrleitungsbögen oder Ventilsitzen und zu gravierenden Anlagenschäden führen können.
Wirksame Heizfläche	Derjenige Teil einer Heizfläche, der tatsächlich mit dem beheizenden Stoff in Berührung steht und Wärme überträgt.

A2 Wichtige Normen und Regelwerke für die Dampf- und Kondensattechnologie

Allgemeine Vorschriften	
Verordnung über Sicherheit und Gesundheitsschutz bei der Bereitstellung von Arbeitsmitteln und deren Benutzung bei der Arbeit, über Sicherheit beim Betrieb überwachungsbedürftiger Anlagen und über die Organisation des betrieblichen Arbeitsschutzes (Betriebssicherheitsverordnung – BetrSichV)	BetrSichVv
Richtlinie 97/23/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 29. Mai 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Druckgeräte	97/23/EG
AD 2000 Merkblätter	AD 2000
Technische Regeln für Dampfkessel	TRD
Gesetz über technische Arbeitsmittel (Gerätesicherheitsgesetz – GSG)	TechArbmG
Druckgeräte – Terminologie und Symbole – Druck, Temperatur, Volumen	DIN EN 764
Metallische Erzeugnisse – Arten von Prüfbescheinigungen	DIN EN 10204
Graphische Symbole für technische Zeichnungen; Rohrleitungen; Allgemeines	DIN 2429-1

Abmessung und Kennzeichnung	
Industriearmaturen – Baulängen von Armaturen aus Metall zum Einbau in Rohrleitungen mit Flanschen – Teil 1: Nach PN bezeichnete Armaturen; Deutsche Fassung EN 558-1:1995	DIN EN 558-1
Kondensatableiter mit Flanschanschluss	DIN 3548-1
Kondensatableiter mit Flanschanschluss; Baulängen	DIN EN 26554
Kondensatableiter; Klassifikation (ISO 6704:1982)	DIN EN 26704
Baulängen von Armaturen; Armaturen mit Innengewinde-Anschluss	DIN 3202-4
Kugelhähne aus Stahl mit reduziertem Durchgang	DIN 3357-3
Durchflussschauglasarmaturen mit Dichtung im Krafthauptschluss – Teil 1: Ohne Auskleidung	DIN 3237-1
Industriearmaturen – Ventile aus Gusseisen	DIN EN 13789
Industriearmaturen – Absperrventile und absperrbare Rückschlagventile aus Stahl	DIN EN 13709
Industriearmaturen – Baulängen für Armaturen mit Anschweißenden; Deutsche Fassung EN 12982:2000	DIN EN 12982
Stellventile für die Prozessregelung – Teil 3-1: Abmessungen; Einbaulänge von geflanschten Durchgangsventilen und geflanschten Eckventilen	DIN EN 60534-3-1
Industriearmaturen – Kennzeichnung von Armaturen aus Metall	DIN EN 19
Industriearmaturen – Armaturen für die chemische und petrochemische Verfahrensindustrie – Anforderungen und Prüfungen	DIN EN 12569

Anschlüsse und Dichtflächen	
Flansche und ihre Verbindungen – Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehör – Teil 1: Stahlflansche, nach PN bezeichnet	DIN EN 1092-1
Flansche und ihre Verbindungen – Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet – Teil 2: Gusseisenflansche	DIN EN 1092-2
Flansche und ihre Verbindungen – Maße für Dichtungen für Flansche mit PN-Bezeichnung – Teil 1: Flachdichtungen aus nichtmetallischem Werkstoff mit oder ohne Einlagen	DIN EN 1514-1
Whitworth-Rohrgewinde für Gewinderohre und Fittings; Zylindrisches Innengewinde und kegeliges Außengewinde; Gewindemaße	DIN 2999-1
Rohrgewinde für nicht im Gewinde dichtende Verbindungen – Teil 1: Maße, Toleranzen und Bezeichnung	DIN ISO 228-1

Rohre für Lebensmittel, Chemie und Pharmazie – Rohre aus nichtrostenden Stählen – Maße, Werkstoffe	DIN 11850
Armaturen – Schweißmuffenenden für Armaturen aus Stahl	DIN EN 12760
Industriearmaturen – Anschweißenden für Armaturen aus Stahl	DIN EN 12627
Rohre aus nichtrostenden Stählen für Aseptik, Chemie und Pharmazie – Maße, Werkstoffe	DIN 11866
Armaturen für Lebensmittel, Chemie und Pharmazie – Klemmverbindungen für Rohre aus nichtrostendem Stahl – Ausführung zum Anschweißen	DIN 32676
Armaturen für Lebensmittel, Chemie und Pharmazie – Aseptik-Verbindung – Teil 1: Aseptik-Rohrverschraubung aus nichtrostendem Stahl zum Anschweißen	DIN 11864-1
Nichtrostende Stahlrohre – Maße, Grenzabmaße und längenbezogene Masse	DIN EN ISO 1127
Industriearmaturen – Schutzkappen für Armaturen mit Flanschanschluss	DIN EN 12351
Flansche und ihre Verbindungen – Schrauben und Muttern – Teil 1: Auswahl von Schrauben und Muttern	DIN EN 1515-1
Flansche und ihre Verbindungen – Schrauben und Muttern – Teil 2: Klassifizierung von Schraubenwerkstoffen für Stahlflansche, nach PN bezeichnet	DIN EN 1515-2

Werkstoffe

Gießereiwesen – Gusseisen mit Lamellengraphit	DIN EN 1561
Gießereiwesen – Gusseisen mit Kugelgraphit	DIN EN 1563
Technische Lieferbedingungen für Stahlguss für Druckbehälter – Teil 1: Allgemeines	DIN EN 10213-1
Technische Lieferbedingungen für Stahlguss für Druckbehälter – Teil 2: Stahlsorten für die Verwendung bei Raumtemperatur und erhöhten Temperaturen	DIN EN 10213-2
Technische Lieferbedingungen für Stahlguss für Druckbehälter – Teil 4: Austenitische und austenitisch-ferritische Stahlsorten	DIN EN 10213-4
Schmiedestücke aus Stahl für Druckbehälter – Teil 2: Ferritische und martensitische Stähle mit festgelegten Eigenschaften bei erhöhten Temperaturen	DIN EN 10222-2

Rohre

Rohrleitungsteile – Definition und Auswahl von DN (Nennweite)	DIN EN ISO 6708
Rohrleitungsteile – Definition und Auswahl von PN	DIN EN 1333
Graphische Symbole für technische Zeichnungen; Rohrleitungen; Allgemeines	DIN 2429-1
Nahtlose Stahlrohre für Druckbeanspruchungen – Teil 2: Rohre aus unlegierten und legierten Stählen	DIN EN 10216-2
Geschweißte Stahlrohre für Druckbeanspruchungen – Teil 2: Elektrisch geschweißte Rohre aus unlegierten und legierten Stählen	DIN EN 10217-2
Nahtlose und geschweißte Stahlrohre – Allgemeine Tabellen für Maße undlängenbezogene Masse	DIN EN 10220
Geschweißte kreisförmige Rohre aus unlegierten Stählen für besondere Anforderungen; Technische Lieferbedingungen	DIN 1626
Nahtlose kreisförmige Rohre aus unlegierten Stählen für besondere Anforderungen; Technische Lieferbedingungen	DIN 1629
Metallische industrielle Rohrleitungen – Teil 2: Werkstoffe	DIN EN 13480-3

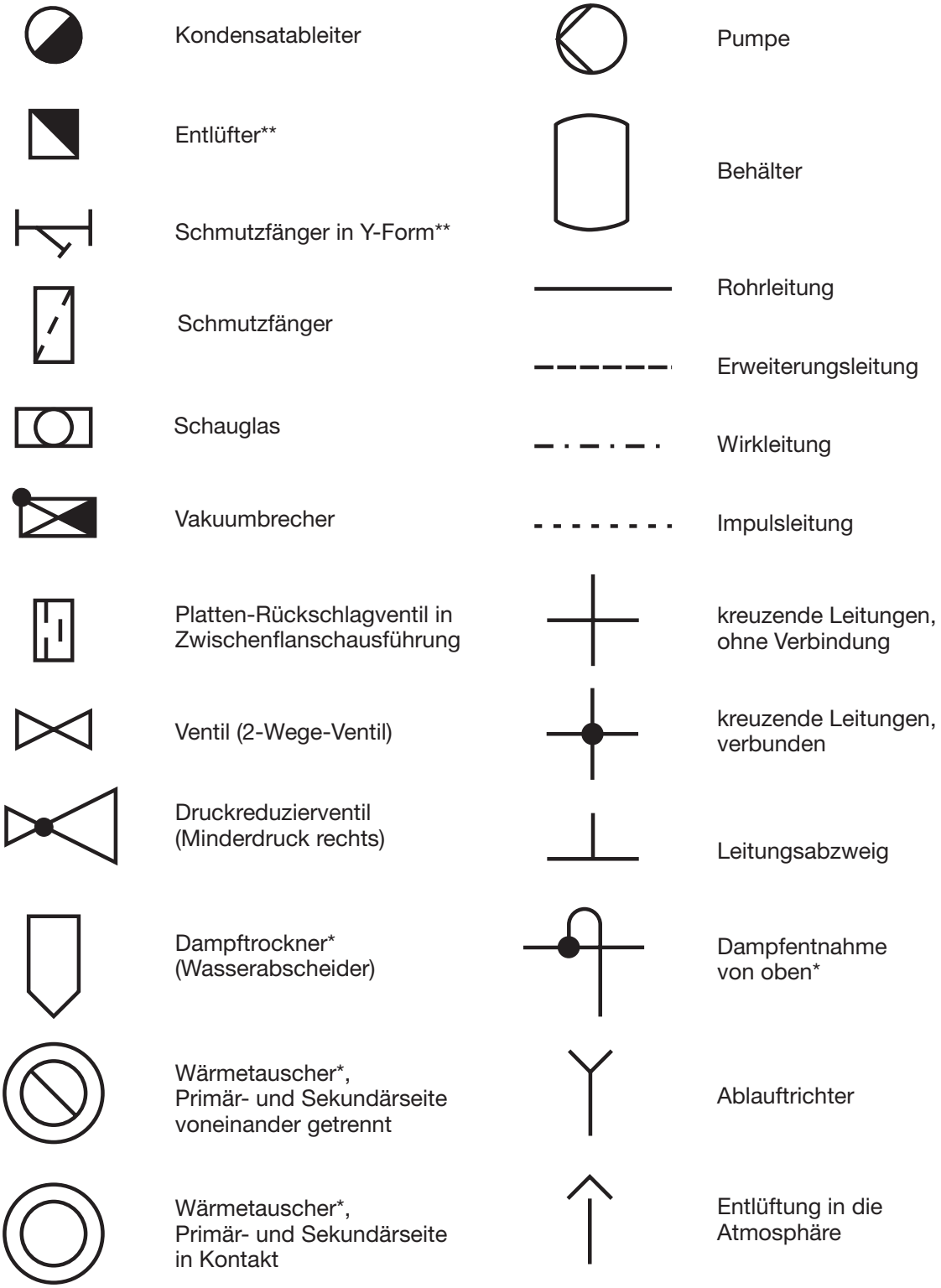
Schweißen

Prüfung von Schweißern – Schmelzschweißen – Teil 1: Stähle	DIN EN 287-1
Anforderung und Anerkennung von Schweißverfahren für metallische Werkstoffe – Teil 1: Allgemeine Regeln für das Schmelzschweißen	DIN EN 288-1

Alte und neue Werkstoffbezeichnungen

Werkstoff	neue Bezeichnung	alte Bezeichnung
Qualitätsstahl	1.0315 P235G2TH	ST37-2
Qualitätsstahl	1.0315 P235JRG2	ST37.8
Grauguss	EN-GJL-250, DIN EN 1561	GG 25, DIN 1691
Sphäroguss nach AD2000	EN-GJS-400-18U-LT, DIN EN 1563	GGG 40.3, DIN 1693
Sphäroguss	EN-GJS-400-18-LT	GGG 40.3
Sphäroguss	EN-GJS-400-15	GGG
Stahlguss	1.0619+N, DIN EN 10213-1, -2	GS-C25N, DIN 17245
Schmiede- stahl	1.0460 P250GH	C22.8
Edelstähle	z. B. 1.4408, DIN EN 10213-4	1.4408, DIN 17445

A3 Zeichnungssymbole in Anlehnung an DIN 2429



* aus der DIN 2429 abgeleitete Symbole ** kein DIN-Symbol

Ventil, allgemein

Absperrventil, manuell

Absperrventil mit Kraftantrieb

Absperrventil mit Handkurbel

Absperrschieber

Absperrklappe

Stellventil mit pneumatischem Antrieb (Membrane)

Stellventil mit pneumatischem Antrieb, Feder öffnend

Stellventil mit pneumatischem Antrieb, Feder schließend

Stellventil mit bidirektionalem pneumatischem Antrieb

Rückschlagarmatur allgemein

Membranarmatur allgemein

Absperrarmatur mit Sicherheitsfunktion

Stellventil mit elektrischem Antrieb

Stellventil mit Kolbenantrieb

Feder-betätigtes Ventil

Sicherheitsventil Austrittseite rechts

Kondensatableiter
mit Rohrleitung

geschraubt

mit Einsteckmuffe

geflanscht

mit Einsteckschweißmuffe

Ventil
mit Rohrleitung

geschweißt oder gelötet

geschraubt

mit Einsteckmuffe

Schauglas

mit Einsteckschweißmuffe

geflanscht

geschweißt**

Flanschpaar

Drosselscheibe

Grenze (z.B. zwischen
2 verschiedenen Werkstoffen)

Rohrhalterung

Rohrgleitlager*

Rohrgleitlager auf Rollen*

Festpunkt*

Kompensator
allgemein

Wellrohrkompensator

Schiebemuffe

Lyrakompensator

* aus der DIN 2429 abgeleitete Symbole ** kein DIN-Symbol

2-Wege-Ventil

Allgemein

Absperrventil

Kugelhahn

Absperrhahn allgemein

Absperrkegelhahn

Rückschlagventil

3-Wege-Ventil

Allgemein

3-Wege-Absperrventil

3-Wege-Kugekhahn

3-Wege-Absperrhahn

3-Wege-Absperrkegelhahn

Eckventil

Allgemein

Absperr-Eckventil

Eck-Kugelhan

Eck-Absperrhahn

Eck-Absperrkegelhahn

4-Wege-Ventil

Allgemein

4-Wege-Absperrventil
gesperrter Durchfluss

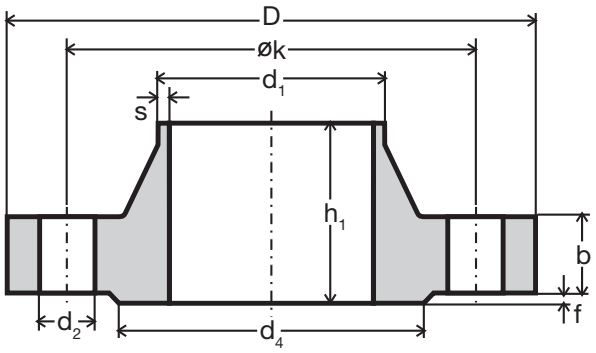
4-Wege-Absperrventil
freier Durchfluss

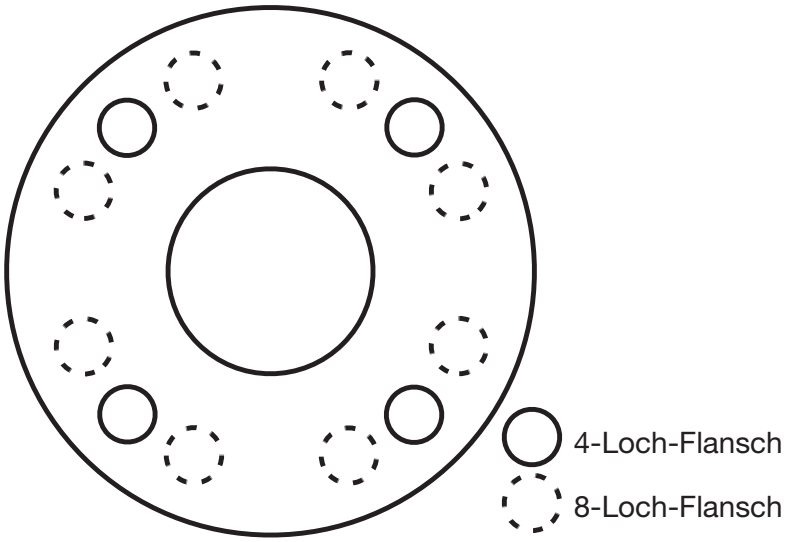
4-Wege-Absperrventil
freier Durchfluss

A4 ISO-Rohre in Normwanddicke (nach DIN EN 10220)

Nennweite	Rohrgewinde	Durchmesser innen	Wandstärke	Durchmesser außen	Querschnitt innen	Inhalt	Oberfläche außen	Volumendurchfluss bei 1 m/s	Rohrgewicht
DN	R	D_i	d	D_a	q	I_1	F_1	Q_1	G_1
mm	Zoll	mm	mm	mm	cm²	1/m	m²/m	m³/h	kg/m
06	⅛	7	1,6	10,2	0,385	0,039	0,032	0,14	0,339
08	¼	9,9	1,8	13,5	0,77	0,077	0,042	0,28	0,519
10	⅜	13,6	1,8	17,2	1,45	0,145	0,054	0,52	0,684
15	½	17,3	2,0	21,3	2,35	0,235	0,067	0,85	0,952
20	¾	22,3	2,3	26,9	3,90	0,390	0,085	1,40	1,40
25	1	28,5	2,6	33,7	6,38	0,638	0,106	2,30	1,99
32	1¼	37,2	2,6	42,4	10,88	1,088	0,133	3,92	2,55
40	1½	43,1	2,6	48,3	14,59	1,459	0,152	5,25	2,93
50	2	54,5	2,9	60,3	23,31	2,331	0,19	8,4	4,11
65	2½	70,3	2,9	76,1	38,80	3,88	0,26	13,95	5,24
80	3	82,5	3,2	88,9	53,5	5,35	0,28	19,3	6,76
100	4	107,1	3,6	114,3	90,1	9,01	0,36	32,4	9,83
125	5	131,7	4,0	139,7	136,0	13,60	0,44	49,0	13,4
150		159,3	4,5	168,3	199,3	19,93	0,53	71,8	18,2
200		206,5	6,3	219,1	334,9	33,79	0,69	122	33,1
250		260,4	6,3	273	532,9	53,25	0,86	192	41,4
300		309,7	7,1	323,9	753	75,3	1,02	271	55,5
350		339,6	8,0	355,6	906	90,6	1,12	326	68,6
400		388,8	8,8	406,4	1188	118,8	1,28	427	86,3
500		486	11	508	1855	185,5	1,60	668	135

A5 Flanschmaße gemäß DIN 2632 ff.





Anzahl Schrauben

DN	PN 16*	PN 25	PN 40
15	4	4	4
20	4	4	4
25	4	4	4
32	4	4	4
40	4	4	4
50	4	4	4
65	4	8	8
80	8	8	8
100	8	8	8
125	8	8	8
150	8	8	8
(175)	8	12	12
200	8	12	12
250	12	12	16
300	12	16	16
350	16	16	16
400	16	16	16
500	20	20	20

* bis DN 150
auch PN 10

Dicke der Flachdichtung:
typisch 2 mm,
andere Dicken sind möglich

Ausgewählte Maße [mm]

	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	500
	PN 16																
D	95	105	115	140	150	165	185	200	220	250	285	340	405	460	520	580	715
d_1	21,3	26,9	33,7	42,2	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	168,3	219,1	273	323,9	355,6	406,4	508
d_2	14	14	14	18	18	18	18	18	18	18	22	22	26	26	26	30	33
k	65	75	85	100	110	125	145	160	180	210	240	295	355	410	470	525	650
s	2	2,3	2,6	2,6	2,6	2,9	2,9	3,2	3,6	4	4,5	5,9	6,3	7,1	8	8	8
b	14	16	16	16	16	18	18	20	20	22	22	24	26	28	30	32	34
h_1	35	38	38	40	42	45	45	50	52	55	55	62	70	78	82	85	90
f	2	2	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4
	PN 25, 40											PN 25 PN40					
D	95	105	115	140	150	165	185	200	235	270	300	375 360	425 450	485 515	555 580	620 660	730 755
d_1	21,3	26,9	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	168,3	219,1	273	323,9	355,6	406,4	508
d_2	14	14	14	18	18	18	18	18	22	26	26	26 30	30 33	30 33	33 36	36 39	36 42
k	65	75	85	100	110	125	145	160	190	220	250	310 320	370 385	430 450	490 510	550 585	660 670
s	2	2,3	2,6	2,6	2,6	2,9	2,9	3,2	3,6	4	4,5	6,3	7,1	8	8 8,8	8,8 11	10 14,2
b	16	18	18	18	18	20	22	24	24	26	28	30 34	32 38	34 42	38 46	40 50	44 52
h_1	38	40	40	42	45	48	52	58	65	68	75	80 88	88 105	92 115	100 125	110 135	125 140
f	2	2	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4

A6 Auswahl und Merkmale von Kondensatableitern

Typ auswählen

1. Höchste Temperatur vor dem Ableiter ermitteln
2. Maximalen Druck ermitteln
3. Art des Einsatzes/Anwendung; evtl. Einflüsse wie Korrosion, Schmutzanfall, Hygienevorschriften etc. beachten

Ableiter dimensionieren

1. Maximaler und minimaler Druck vor dem Ableiter
2. Maximaler und minimaler Druck nach dem Ableiter
3. Minimalsten Differenzdruck berechnen
   Bei temperaturgeregelten Anlagen:
   kleinster Differenzdruck =
   halber Vordruck – höchster Gegendruck
4. Ableiternennweite nach Gerätediagramm bestimmen

Der Ableiter muss bei geringstem Differenzdruck das anfallende Kondensat abführen können.
Für die Inbetriebnahme (Lastspitzen) muss ein Zuschlag berücksichtigt werden.
Den Ableiter richtig dimensionieren, auch „zu groß“ ist nicht zu empfehlen.

Merkmal	Thermodynamischer Kondensatableiter	Thermischer Kapsel-Kondensatableiter	Thermischer Bimetall-Kondensatableiter	Kugelschwimmer-Kondensatableiter	Glockenschwimmer-Kondensatableiter
Anpassung an Druckschwankung	1	1	3	1	1
Anpassung an Lastschwankung	1	1	2	1	1
Entlüftung	3	1	1	1	3
Beständigkeit gegen Wasserschlag	1	2	2	4	3
Funktion bei Erschütterung	1	2	2	4	4
Einfriersicherheit	1	1	1	3	3
Schmutzempfindlichkeit	1	1	2	2	1
Hoher oder schwankender Gegendruck	1	1	3	1	1
Kondensatanstau (Unterkühlung)	nein	ja	ja	nein	nein
Unverzügliche Kondensatableitung	1	2	3	1	1
Art der Ableitung	u	s/u	s/u	s	s/u
Einbaulage	b	b	b	v	v
Kompaktheit	1	2	2	2/3	2/3

u unterbrochen
s stetig
b beliebig (evtl. anlagenbedingte Grenzen)
v vorgeschrieben

1 sehr günstig
2 günstig
3 mäßig
4 ungünstig

TIS P005-01 D

A7a

Thermischer Kapsel-Kondensatableiter BPC32CV und BPC32YCV

Schmiedestahl, PN 40, Rp ½"...Rp 1", DN 15...25

BESCHREIBUNG

Thermischer Kapsel-Kondensatableiter und Entlüfter für Dampf. Kapsel-Kondensatableiter passen sich den wechselnden Betriebsbedingungen sofort an und führen Kondensat im gesamten Einsatzbereich mit gleichbleibender Unterkühlung ab. Die Entlüftung des Dampfraumes erfolgt automatisch. Das selbstzentrierende Kugelventil sichert dichten Abschluss.

KAPSELFÜLLUNGEN

Die Standardausführung beinhaltet Kapseln mit der Füllung "STD". Das Kondensat wird mit einer Unterkühlung von ca. 12 K unter der jeweiligen Sattdampftemperatur abgeleitet.
Für spezielle Anwendungsfälle stehen Kapseln mit der Sonderfüllung "NTS" mit ca. 4 K Unterkühlung oder "SUB" mit ca. 24 K Unterkühlung zu Verfügung.

AUSFÜHRUNGEN

Typ BPC32CV ist mit einem Schutzsieb und integrierter Rückschlagsicherung ausgerüstet.
Typ BPC32YCV beinhaltet einen vollwertigen Y-Schmutzfänger und integrierte Rückschlagsicherung.

ANSCHLÜSSE, BAULÄNGEN

Rp ½"...1" zylindrisches Innengewinde (Rp) nach DIN 2999.
DN 15...25 Flansche nach DIN EN 1092-1, PN 40 mit Dichtfläche B1, Baulängen DIN EN 26554, Reihe 1
½"...1" Anschweißenden nach DIN EN 12627.
Andere Anschlüsse auf Anfrage

EINSATZGRENZEN

Nenndruckstufe	PN 40
Auslegungsdruck für die Festigkeitsprüfung	75 bar
Flanschausführung entsprechend DIN EN 1092-1	
max. zul. Betriebsüberdruck	32 bar bei 180 °C
max. zul. Betriebstemperatur	300 °C bei 25,8 bar
Gewindeausführung und Anschweißenden	
max. zul. Betriebsüberdruck	32 bar bei 300 °C
max. zul. Betriebstemperatur	300 °C bei 32 bar

WERKSTOFFE

Nr.	Bauteil	Werkstoff	
1	Kappe	Schmiedestahl	C 22.8 (P250GH)
2	Kapsel	Edelstahl	1.4404/1.4541
3	Ventilsitz	Edelstahl	1.4057
5	Schutzsieb	Edelstahl	1.4301
5a	Schmutzsieb	Edelstahl	1.4301
7	Gehäusedichtung	Graphit	edelstahlverstärkt
8	Gehäuse	Schmiedestahl	C 22.8 (P250G)
9	Schrauben (M10x 30)	Edelstahl	A2-70
10	Siebhaltestopfen	Schmiedestahl	C 22.8 (P250G)
11	Dichtung	Edelstahl	1.4301
17	Feder	Edelstahl	1.4319
18	Distanzplatte	Edelstahl	1.4301

ABMESSUNGEN (mm), GEWICHTE (kg)

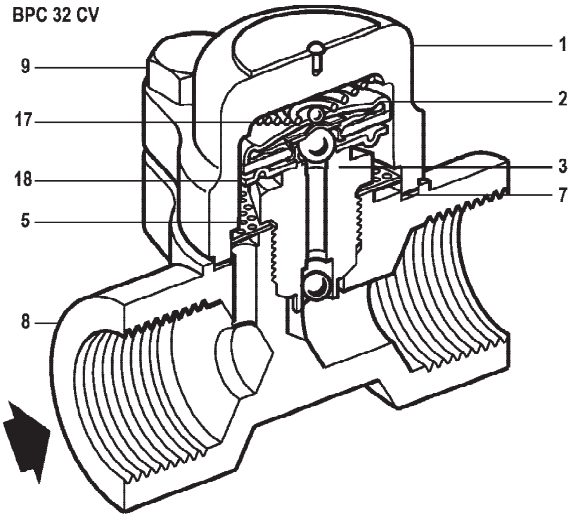
BPC32CV

Größe		Maße (mm)						Gewicht in kg	
Rp	DN	A	A1	B	C	D	E	Rp/BWE	DN
½"	15	95	150	94	64	17	37	1,4	2,9
¾"	20	95	150	94	64	19	37	1,4	3,5
1"	25	95	160	94	64	23	37	1,5	4,1

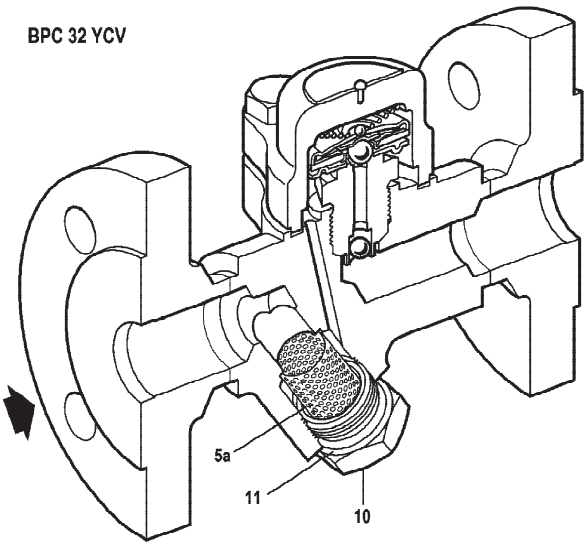
BPC32YCV

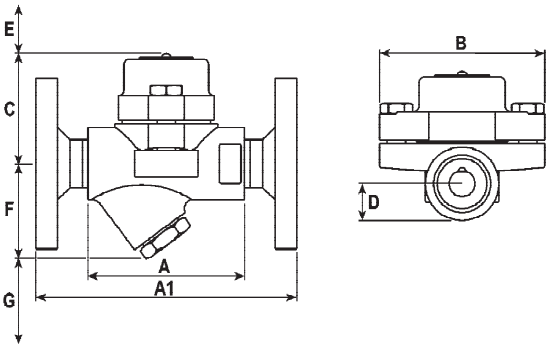
Größe		Maße (mm)							Gewicht in kg	
Rp	DN	A	A1	B	C	E	F	G	Rp/BWE	DN
½"	15	95	150	94	64	37	53	28	1,6	3,1
¾"	20	95	150	94	64	37	54	28	1,6	3,7
1"	25	95	160	94	64	37	56	28	1,8	4,4

BPC 32 CV



BPC 32 YCV





EINBAU

Vorzugsweise in waagrechte Rohrleitungen mit Kappe nach oben und Durchflusspfeil in Fließrichtung zeigend. Andere Einbaulagen sind möglich, jedoch kann hierdurch die Unterkühlung unter Sattdampftemperatur geringer werden.
HINWEIS: Die Kapsel kann beim Einschweißen des Ableiters in die Leitung im Ableiter verbleiben, sofern ein Lichtbogenschweißverfahren gewählt wird.

ERSATZTEILE

Die erhältlichen Ersatzteile sind voll ausgezeichnet. Gestrichelt gezeichnete Teile werden nicht als Ersatzteile geliefert.

Ersatzteil

Kapselelementsatz "STD" (12 K)*..... 2,3,17,18
Kapselelementsatz "NTS" (4 K)..... 2,3,17,18
Kapselelementsatz "SUB" (24 K)..... 2,3,17,18
Schutzsieb für BPC32CV (Satz a 3 Stück)..... 5
Schmutzsieb und Dichtung für BPC32YCV (je 1 Stück)..... 5a, 11
Satz Gehäusedichtung (Satz a 3 Stück)..... 7
Satz Dichtung für Siebhaltestropfen (Satz a 3 Stück)..... 11
*Standardausführung
Bei der Bestellung von Ersatzteilen, bitte genaue Teilebezeichnung, Typ und Größe der Geräte angeben.

WARTUNG

Vor Beginn jeder Wartungsarbeit darauf achten, dass Zu- und Abfluss abgesperrt sind und das Gerät drucklos und abgekühlt ist. Das Gehäuse kann während der Wartungsarbeiten in der Leitung bleiben. Stets kompletten Kapselelementsatz ersetzen, alle Dichtflächen sorgfältig säubern und beim Zusammenbau nur neue Dichtungen verwenden.
Achtung: Die Gehäusedichtung ist durch eine Edelstahl Spießblecheinlage verstärkt, welche bei unsachgemäßer Handhabung oder Entsorgung zu Verletzungen führen kann.

Austausch Kapselelementsatz

Gehäuseschrauben (9) lösen und Deckel (1) und Feder (17) vom Gehäuse (8) entfernen.
Kapsel (2) und Distanzplatte (18) entfernen.
Den jetzt freiliegenden Ventilsitz (3) aus dem Gehäuse (8) herausschrauben.
Schutzsieb (5) reinigen oder ersetzten (nur bei BPC32CV)
Neuen Ventilsitz (3) unter der Einhaltung des angegebenen Anzugmomentes (125 Nm) einschrauben.
Gehäusedichtung (7) erneuern und Distanzplatte (18) zentrisch auf Ventilsitz (3) auflegen.
Kapsel (2) und Feder (17) auf Distanzplatte (18) legen und Deckel (1) mit Hilfe der Gehäuseschrauben (9) montieren. Das Anzugsmoment (27 Nm) ist zu beachten.
Achtung: Gehäuseschrauben (9) gleichmäßig und kreuzweise anziehen, bis Anzugsmoment erreicht ist.

Austausch oder Reinigung Schmutzsieb (nur bei BPC32YCV)

Siebhaltestopfen (10) lösen und Schmutzsieb (5a) entnehmen. Schmutzsieb (5a) je nach Erfordernis reinigen oder ersetzen. Schmutzsieb (5a) zentriert unter Verwendung einer neuen Dichtung (11) mit den Siebhaltestopfen (10) montieren. Siebhaltestopfen (10) unter Verwendung von Montage-Paste mit dem angegebenen Anzugsmoment (135 Nm) anziehen.

Austausch oder Reinigung Schutzsieb (nur bei BPC32CV)

Siehe Austausch Kapselelementsatz

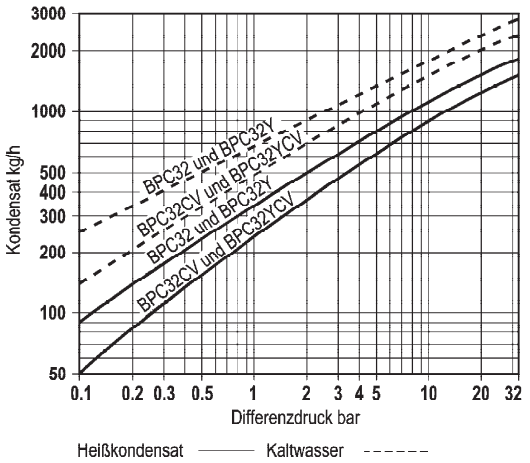
SCHLÜSSELWEITEN UND ANZIEHMOMENTE

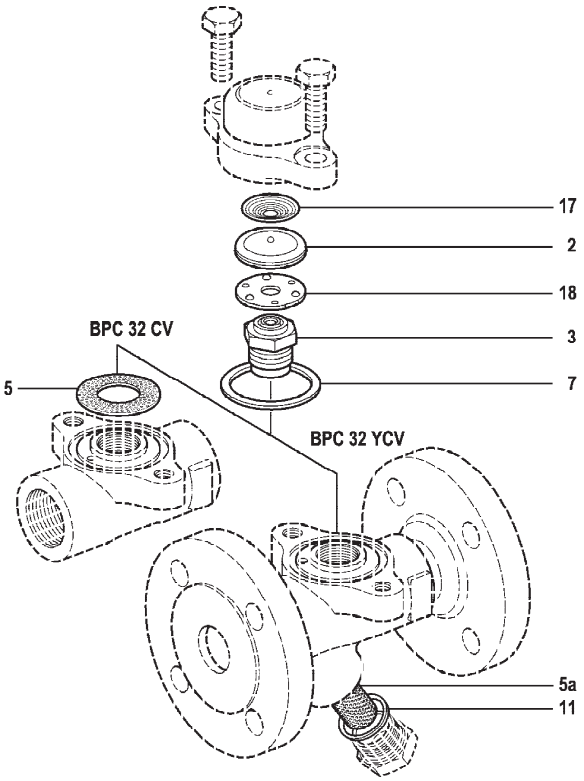
Nr.	Bauteil	Schlüssel-weite	Schrauben-größe	Anzieh-moment
3	Ventilsitz	SW 24		125 Nm
9	Gehäuseschrauben	SW 17	M10 x 30	27 Nm
10	Siebhaltestopfen	SW 27		135 Nm

EINSTUFUNG NACH DRUCKGERÄTERICHTLINIE 97/23/EG

Anwendung:..... nur für Wasserdampf, dessen Kondensat und Inertgase (Fluide der Gruppe 2).
Kategorie:..... Art. 3, Abs. 3, GIP (gute Ingenieurpraxis).
CE-Kennzeichnung:..... nicht zulässig.

DURCHSATZLEISTUNG





TIS P076-10 D

A7b

Bimetall-Kondensatableiter SMC32 und SMC32Y

Schmiedestahl, PN 40, Rp ½"...Rp 1", DN 15...25

BESCHREIBUNG

Thermischer Bimetall-Kondensatableiter in robuster Bauweise für Dampf. Paßt sich der Sattdampfkurve im gesamten Arbeitsbereich an, entlüftet automatisch und führt Kondensat mit einer Unterkühlung von 20 K - 25 K ab (bei Werkeinstellung). Bimetall-Kondensatableiter sind unempfindlich gegen Wasserschlag, Frost und Überhitzung. Das Ventil wirkt gleichzeitig als Rückschlagventil.

AUSFÜHRUNGEN

Typ SMC32 ist mit einem Schutzsieb ausgerüstet.
Typ SMC32Y beinhaltet einen vollwertigen Y-Schmutzfänger.

ANSCHLÜSSE, BAULÄNGEN

Rp ½"...1" zylindrisches Innengewinde (Rp) nach DIN 2999
DN 15...25 Flansche nach DIN EN 1092-1, PN 40 mit Dichtfläche B1, Baulängen DIN EN 26554, Reihe 1
½"...1" Anschweißenden nach DIN EN 12627
Andere Anschlüsse auf Anfrage.

EINSATZGRENZEN

Nenndruckstufe ..... PN 40
Auslegungsdruck für die Festigkeitsprüfung ..... 75 bar
Flanschausführung entsprechend DIN EN 1092-1
max. zul. Betriebsüberdruck ..... 32 bar bei 180 °C
max. zul. Betriebstemperatur ..... 300 °C bei 25,8 bar
Gewindeausführung und Anschweißenden
max. zul. Betriebsüberdruck ..... 32 bar bei 300 °C
max. zul. Betriebstemperatur ..... 300 °C bei 32 bar

WERKSTOFFE

Nr.	Bauteil	Werkstoff
1	Kappe	Schmiedestahl C 22.8 (P250GH)
2	Thermostatisches	korrosionsbeständiges Rau H46
	Element	Bimetall und Edelstahl
3	Ventilsitz	Edelstahl 1.4057
4	Justierschraube	Edelstahl 1.6900
5	Schutzsieb	Edelstahl 1.4301
5a	Schmutzsieb	Edelstahl 1.4301
6	Ventil	Edelstahl 1.4057
7	Gehäusedichtung	Graphit edelstahlverstärkt
8	Gehäuse	Schmiedestahl C 22.8 (P250G)
9	Schrauben (M10x 30)	Edelstahl A2-70
10	Siebhaltestopfen	Schmiedestahl C 22.8 (P250G)
11	Dichtung	Edelstahl 1.4301

ABMESSUNGEN (mm), GEWICHTE (kg)

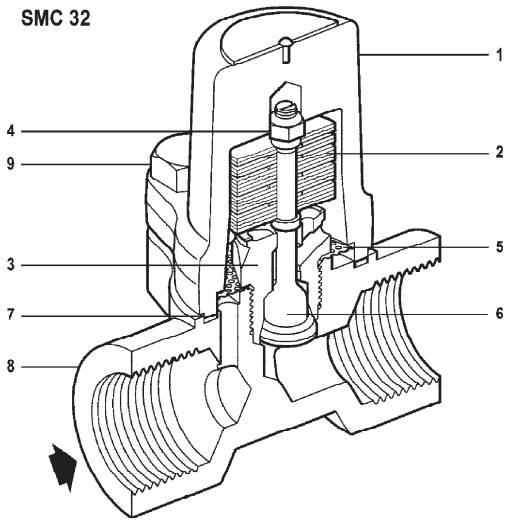
SMC32

Größe		Maße (mm)						Gewicht in kg	
Rp	DN	A	A1	B	C	D	E	Rp/BWE	DN
½"	15	95	150	94	92	17	51	1,7	3,1
¾"	20	95	150	94	92	19	51	1,7	3,7
1"	25	95	160	94	92	23	51	1,8	4,4

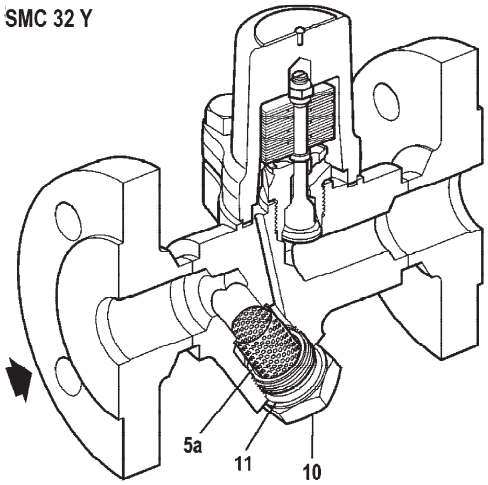
SMC32Y

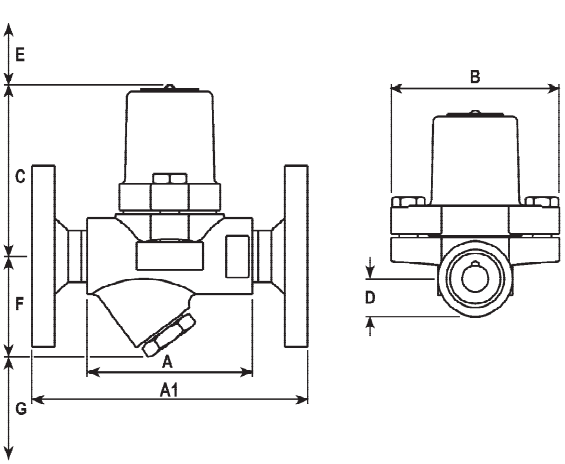
Größe		Maße (mm)							Gewicht in kg	
Rp	DN	A	A1	B	C	E	F	G	Rp/BWE	DN
½"	15	95	150	94	92	51	53	28	1,9	3,3
¾"	20	95	150	94	92	51	54	28	1,9	4,0
1"	25	95	160	94	92	51	56	28	2,0	4,7

SMC 32



SMC 32 Y





EINBAU

Vorzugsweise in waagrechte Rohrleitungen mit Kappe nach oben und Durchflusspfeil in Fließrichtung zeigend. Andere Einbaulagen sind möglich, jedoch kann hierdurch die Unterkühlung unter Sattdampftemperatur geringer werden.
HINWEIS: Das Bimetallelement kann beim Einschweißen des Ableiters in die Leitung im Ableiter verbleiben, sofern ein Lichtbogenschweißverfahren gewählt wird.

ERSATZTEILE

Die erhältlichen Ersatzteile sind voll ausgezeichnet. Gestrichelt gezeichnete Teile werden nicht als Ersatzteile geliefert.

Ersatzteil

Elementsatz..... 2,3,4,6
Schutzsieb für SMC32 (Satz a 3 Stück)..... 5
Schmutzsieb und Dichtung für SMC32Y (je 1 Stück)..... 5a, 11
Satz Gehäusedichtung (Satz a 3 Stück)..... 7
Satz Dichtung für Siebhaltestropfen (Satz a 3 Stück)..... 11

Bei der Bestellung von Ersatzteilen, bitte genaue Teilebezeichnung, Typ und Größe der Geräte angeben.

WARTUNG

Vor Beginn jeder Wartungsarbeit darauf achten, dass Zu- und Abfluss abgesperrt sind und das Gerät drucklos und abgekühlt ist. Das Gehäuse kann während der Wartungsarbeiten in der Leitung bleiben. Stets kompletten Elelement-Satz ersetzen, alle Dichtflächen sorgfältig säubern und beim Zusammenbau nur neue Dichtungen verwenden.
Achtung: Die Gehäusedichtung ist durch eine Edelstahl Spießblecheinlage verstärkt, welche bei unsachgemäßer Handhabung oder Entsorgung zu Verletzungen führen kann.
Achtung: Bei der Wartung darf keinesfalls die Justierschraube (4) verstellt werden, da hierdurch die Werkeinstellung der Unterkühlung verändert wird.

Austausch Element-Satz

Gehäuseschrauben (9) lösen und Deckel (1) vom Gehäuse (8) entfernen.
Komplettes Element (2) durch Lösen des Ventilsitzes (3) entfernen.
Schutzsieb (5) reinigen oder ersetzen (nur bei SMC32)
Komplettes Element (2) ersetzen und Ventilsitz (3) unter der Einhaltung des angegebenen Anzugmomentes (125 Nm) einschrauben.
Gehäusedichtung (7) erneuern und Deckel (1) mit Hilfe der Gehäuseschrauben (9) montieren. Das Anzugsmoment (27 Nm) ist zu beachten.
Hinweis: Gehäuseschrauben (9) gleichmäßig und kreuzweise anziehen, bis Anzugsmoment erreicht ist.

Austausch oder Reinigung Schmutzsieb (nur bei SMC32Y)

Siebhaltestopfen (10) lösen und Schmutzsieb (5a) entnehmen. Schmutzsieb (5a) je nach Erfordernis reinigen oder ersetzen. Schmutzsieb (5a) zentriert unter Verwendung einer neuen Dichtung (11) mit den Siebhaltestopfen (10) montieren. Siebhaltestopfen (10) unter Verwendung von Montage-Paste mit dem angegebenen Anzugsmoment (135 Nm) anziehen.

Austausch oder Reinigung Schutzsieb (nur bei SMC32)

Siehe Austausch Element Satz

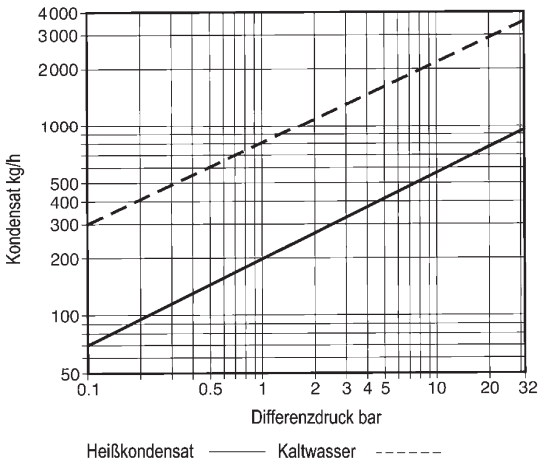
SCHLÜSSELWEITEN UND ANZIEHMOMENTE

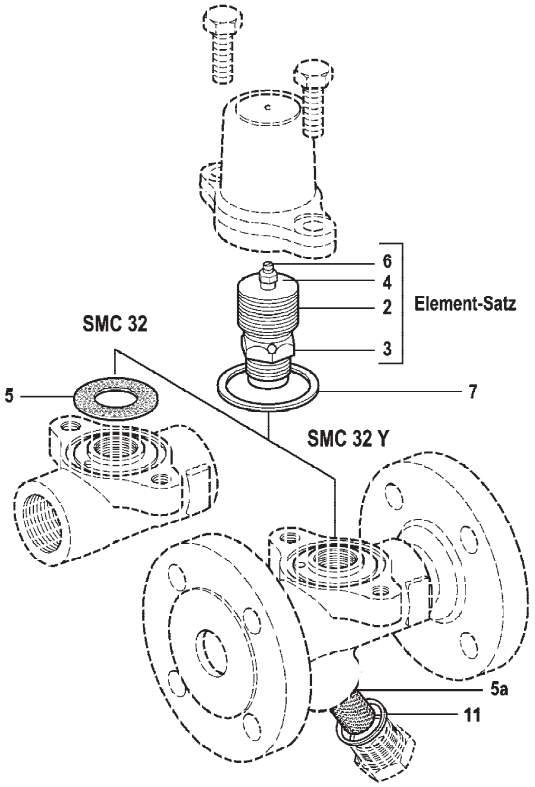
Nr.	Bauteil	Schlüssel-weite	Schrauben-größe	Anzieh-moment
3	Ventilsitz	SW 24		125 Nm
9	Gehäuseschrauben	SW 17	M10 x 30	27 Nm
10	Siebhaltestopfen	SW 27		135 Nm

EINSTUFUNG NACH DRUCKGERÄTERICHTLINIE 97/23/EG

Anwendung:..... nur für Wasserdampf, dessen Kondensat und Inertgase (Fluide der Gruppe 2).
Kategorie:..... Art. 3, Abs. 3, GIP (gute Ingenieurpraxis).
CE-Kennzeichnung:..... nicht zulässig.

DURCHSATZLEISTUNG





TIS 2.506 D

A7c

Thermodynamischer Kondensatableiter Serie TD 32 F

Stahl/Edelstahl, PN 40, DN 15 ... DN 25

BESCHREIBUNG

TD passen sich den Betriebsbedingungen automatisch an und leiten das Kondensat mit sehr geringer Unterkühlung ab. Die robuste Ventilkonstruktion gewährleistet dichten Dampfabschluß und wirkt gleichzeitig als Rückschlagventil. Ein vollwertiger Y-Schmutzfänger ist integriert. Die Ausführungen „A“ sind mit einem speziellen Ventilteller für erhöhte Anfahrentlüftung ausgerüstet. Die Ausführungen „ALC“ mit reduzierter Leistung eignen sich besonders zur Entlüftung und Entwässerung von Dampfleitungen.

AUSFÜHRUNGEN, GRÖSSEN

Typ	Ausführung	Größe
TD 32 F	Standardausführung	DN 15 ... 25
TD 32 FA	mit Ventilteller „A“	DN 15
TD 32 FALC	mit Ventilteller „A“ und red. Leistung	DN 15 ... 25

ANSCHLÜSSE, BAULÄNGEN

Flanschanschlußmaße DIN 2501, PN 40; Dichtflächen DIN 2526 Form C, Baulänge DIN-EN 26 554, Reihe 1

EINSATZGRENZEN

Nenndruckstufe: PN 40
Prüfüberdruck für die Festigkeitsprüfung: 60 bar
niedrigster Arbeitsüberdruck: 1 bar
höchster Arbeitsüberdruck PMO: 32 bar
höchster Gegendruck PMOB: 80% des Vordruckes*
höchste Arbeitstemperatur TMO (TD 32 F): 400°C
höchste Arbeitstemperatur TMO (TD 32 FA & ALC): 255°C

Gehäuse	max. Auslegungsdruck PMA bei Temperatur TMA					
TMA in °C:	20	120	200	250	300	400
PMA in bar:	40	40	35	32	28	21

*Der sich unmittelbar hinter dem Kondensatableiter einstellende Gegendruck hängt von der Einbausituation ab. Wir empfehlen deshalb Rücksprache zu halten, wenn geplant ist, kondensatseitig mehr als 50% Gegendruck zu fahren.

WERKSTOFFE

Nr.	Bauteil	Werkstoff	
1	Gehäuse	Edelstahl	1.4027
2	Kappe	Edelstahl	1.4005
3	Ventilteller	Edelstahl	1.4027
	Ventilteller „A“	Edelstahl & Bimetall	1.4027
4	Schmutzsieb	Edelstahl	1.4301
5	Siebhaltestopfen	Edelstahl	1.4005
6	Dichtung	Edelstahl	1.4301
7	Isolierhaube (Zubehör)	Aluminium	siehe Rückseite
8	Flansche	Stahl	C 22.8

ABMESSUNGEN (mm), GEWICHTE (kg)

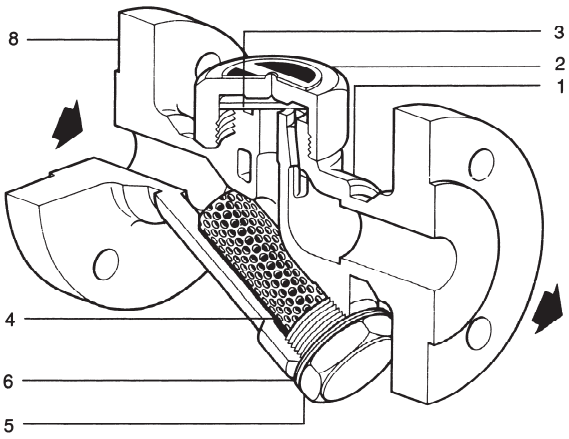
Größe	Maße in mm								Gewicht
DN	A	B	C	D	E	F	G	H	in kg
15	150	55	41	40	80	57	38	55	2,4
20	150	60	47	40	95	57	38	61	3,1
25	160	65	53	40	100	–	–	–	4,2

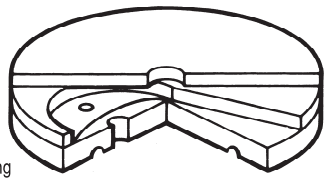
ZUBEHÖR

Isolierkappe zum Schutz des Ableiters vor Wärmeverlusten beim Einsatz im Freien (nicht für DN 25).

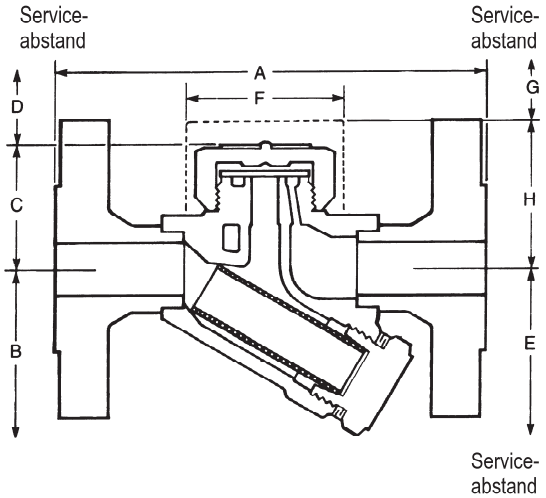
EINBAU

Vorzugsweise in horizontale Rohrleitung mit Kappe nach oben und Durchflußpfeil in Fließrichtung zeigend. Andere Einbaulagen sind möglich, können sich jedoch ungünstig auf die Standzeit der Ableiter auswirken.





Ventilteller "A" für erhöhte Anfahrentlüftung



ERSATZTEILE

Die erhältlichen Ersatzteile sind voll ausgezeichnet. Gestrichelt gezeichnete Teile werden nicht als Ersatzteil geliefert.

Ersatzteil	Nr.
Satz (= 3 Stck.) Ventilteller	3
Ventilteller „A“ (1 Stck. für erhöhte Anfahrentlüftung)	3
Schmutzsieb mit Dichtung	4, 6
Satz (= 3 Stck.) Dichtungen	6
Isolierkappe (nicht für DN 25)	7

Bei der Bestellung von Ersatzteilen bitte genaue Teilebezeichnung, Typ und Größe des Gerätes angeben.

WARTUNG

Vor Beginn jeder Wartungsarbeit darauf achten, daß Zu- und Abfluß abgesperrt sind und das Gerät drucklos und abgekühlt ist. Stets alle Dichtflächen sorgfältig säubern und nur neue Dichtungen verwenden.
Kappe mit einem Schraubenschlüssel lösen.
Neuen Ventilteller mit der Rille zum Sitz zeigend einlegen. Ist der Ventilsitz nur leicht verschlissen, kann er durch einfaches Läppen wieder plangeschliffen werden. Ist der Sitz stärker verschlissen, muß er zunächst plangeschliffen und anschließend geläppt werden, wobei der Materialabtrag 0,25 mm nicht überschreiten sollte.
Das Kappengewinde leicht mit einem Hochtemperatur-Schmiermittel einreiben und Kappe anziehen.
Der Schmutzfänger sollte periodisch auf Verschmutzung hin geprüft werden. Siebhaltestopfen mittels Schraubenschlüssel lösen, Sieb herausnehmen und reinigen oder ersetzen. Dichtung durch neue ersetzen, Gewinde des Siebhaltestopfens leicht mit Hochtemperatur-Schmiermittel einreiben und Stopfen anziehen.

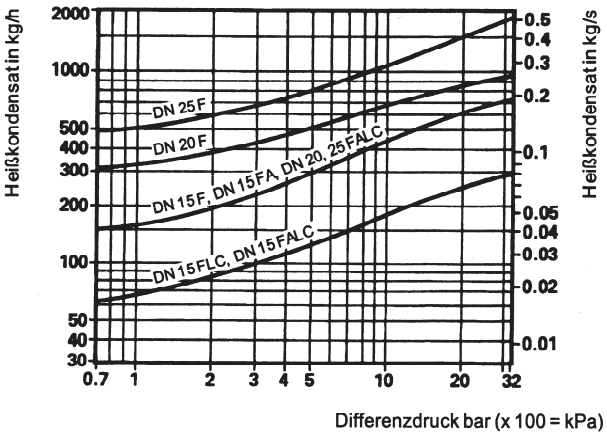
SCHLÜSSELWEITEN UND ANZIEHMOMENTE

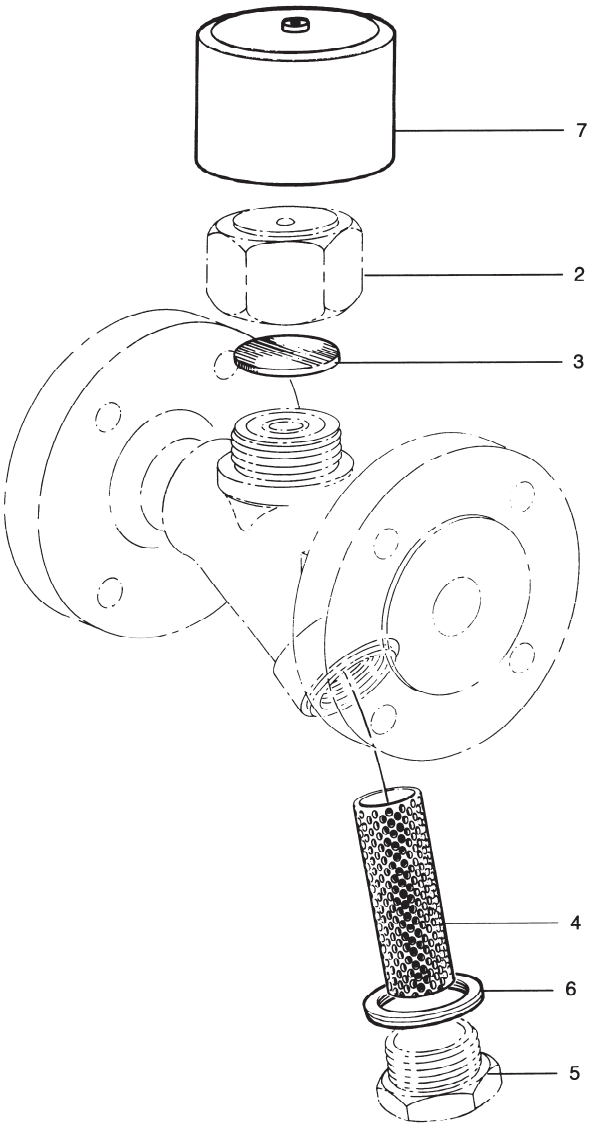
Teil	Benennung	Größe	Schlüsselweite	Anziehmoment
2	Kappe	DN 15 LC	SW 36	150 Nm
		DN 15	SW 36	200 Nm
		DN 20	SW 41	200 Nm
		DN 25	SW 55	275 Nm
5	Stopfen	alle DN	SW 32	190 Nm

EINSTUFUNG NACH DRUCKGERÄTERICHTLINIE 97/23/EG

Anwendung:	nur für Wasserdampf, dessen Kondensat und Inertgase (Fluide der Gruppe 2).
Kategorie:	Art. 3, Abs. 3, GIP (gute Ingenieurpraxis).
CE-Kennzeichnung:	nicht zulässig.

Durchsatzkurven





TIS P603-02 D

A7d

Kugelschwimmer-Kondensatableiter FT 57

Sphäroguss, PN 40, DN 15 ... DN 50

BESCHREIBUNG

Kondensatableiter mit automatischem Entlüfter für Dampf. Auf Wunsch zusätzlich mit einstellbarem Nadelventil als Bypass. Unverzügliche Kondensatableitung ohne Unterkühlung, selbst bei schnellen Druck- und Lastschwankungen. Besonders geeignet bei niedrigen Differenzdrücken, großen Durchflussmengen sowie in temperaturgeregelten Anlagen.

ANSCHLÜSSE, BAULÄNGEN

Flansche EN 1092-2 / PN 40 / 21 / B. Baulängen EN 26 554 Reihe Nr. 1. Auf Wunsch im Deckel Gewindebohrung Rp ⅜ für Ablassventil und/oder Druckausgleichsleitung.

AUSFÜHRUNGEN

Typ	Einbaulage	Ausrüstung
FT 57 H-...TV	horizontal*	..mit autom. Entlüfter
FT 57 V-...TV	vertikal*	.....mit autom. Entlüfter
FT 57 H-...C	horizontal*	mit autom. Entlüfter und Bypass
FT 57 V-...C	vertikal*	mit autom. Entlüfter und Bypass
*Durchflussrichtung	horizontal:	von rechts nach links
	vertikal:	.... von oben nach unten

EINSATZBEREICHE

Nenndruckstufe: ..... PN 40
Prüfüberdruck für Festigkeitsprüfungen PTMX: ..... Gehäuse 60 bar
max. Prüfüberdruck mit eingebauten Funktionsteilen: ..... 48 bar
max. Arbeitstemperatur TMO: ..... 300°C

max. Differenzdrücke -PMX und max. Betriebsüberdrücke PMO:

Typ	FT 57-4	FT 57-8	FT 57-12	FT 57-20	FT 57-32
DN 15 ... 25:	4,0 bar	8,0 bar	12 bar	20 bar	32 bar
Typ	FT 57-4,5	–	FT 57-10	–	FT 57-28
DN 40, 50:	4,5 bar	–	10 bar	–	28 bar

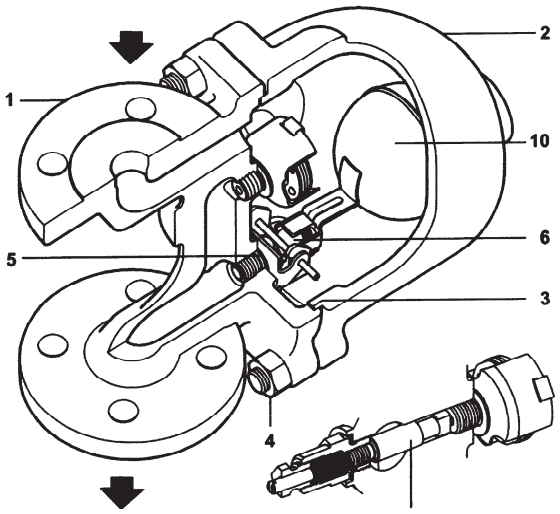
Gehäuse: max. Auslegungsdruck PMA bei Temperatur TMA

TMA in °C:	20	100	150	200	250	300	350
PMA in bar:	40	40	37	33	32	28	25

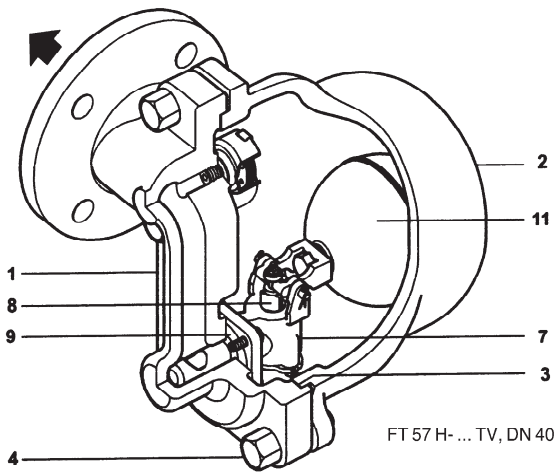
WERKSTOFFE

Nr.	Bauteil		Werkstoff	
1	Gehäuse		Sphäroguss	GGG 40.3
2	Deckel		Sphäroguss	GGG 40.3
3	Deckeldichtung		Graphit	verstärkt
4	Schrauben	FT 57 H	Stahl	24 CrMo 5
	Gewindebolzen	FT 57 V	Stahl	24 CrMo 5
	Sechskantmuttern		Stahl	Ck 35
5	Ventilsitz	DN 15...25	Edelstahl	1.4057
6	Ventil	DN 15...25	Edelstahl	1.4125
7	Ventilsitz	DN 40...50	Edelstahl	1.4057
8	Ventil	DN 40...50	Edelstahl	1.4057
9	Ventildichtung	DN 40...50	Graphit	verstärkt
10	Schwimmer mit Hebel	DN 15...25	Edelstahl	1.4301
11	Schwimmer	DN 40...50	Edelstahl	1.4301
	restliche Innenteile		Edelstahl	1.4057...1.4571

FT 57 V- ...TV, DN 15



Ausführung FT 57 ...-... C mit autom. Entlüfter und einstellb. Bypass



FT 57 H- ... TV, DN 40

ABMESSUNGEN (mm), GEWICHTE (kg)

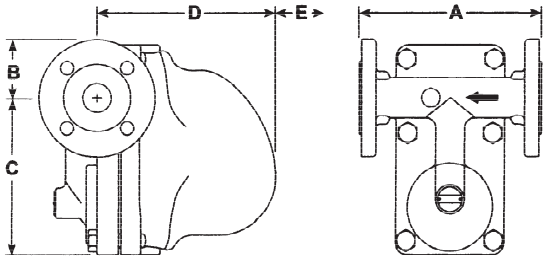
FT 54 H (horizontal)

Größe	Maße in mm					Gewicht
DN	A	B	C	D	E	in kg
15	150	48	126	151	119	7,5
20	150	53	126	151	119	8,0
25	160	58	126	151	119	8,5
40	230	76	192	208	168	27,0
50	230	83	192	208	168	28,0

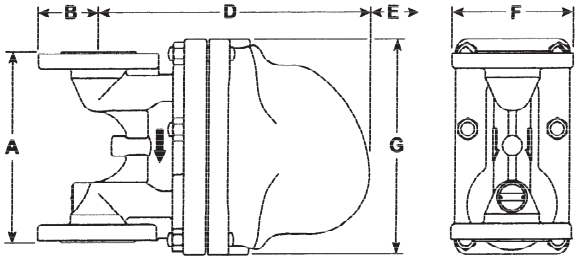
FT 54 V (vertikal)

Größe	Maße in mm						Gewicht
DN	A	B	D	E	F	G	in kg
15	150	48	214	119	96	175	7,5
20	150	53	214	119	106	175	8,0
25	160	58	221	119	116	175	8,5
40	230	76	312	168	151	255	29,0
50	230	83	312	168	166	255	30,0

FT 57 H, DN 15 ... DN 50

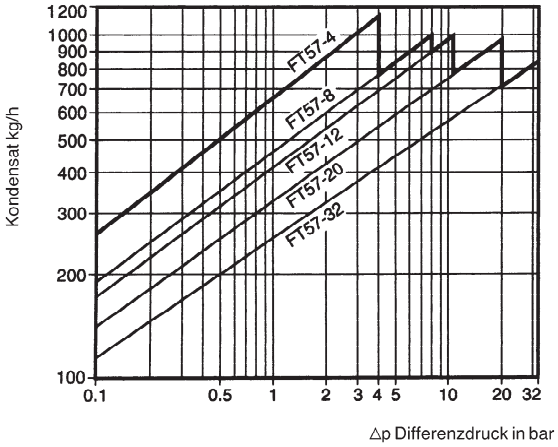


FT 57 V, DN 15 ... DN 50

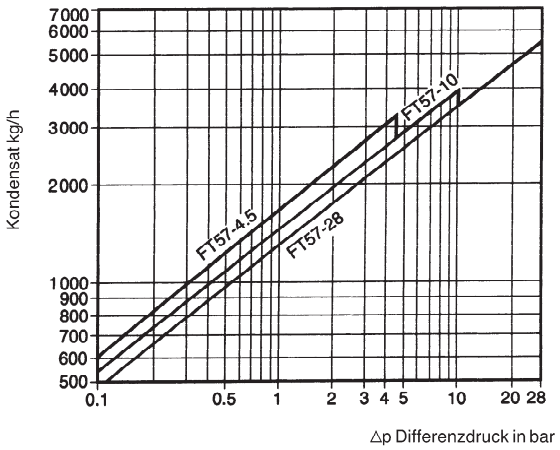


Durchsatzdiagramme

DN 15, DN 20, DN 25



DN 40, DN 50



DURCHSTZLEISTUNG

Die im Diagramm gezeigten Durchsatzleistungen beziehen sich auf Heißkondensat bei Sattdampftemperatur (Siedekondensat) für den Dauerbetrieb. Während des Anfahrvorganges fällt unterkühltes Kondensat an, so dass der automatische Entlüfter geöffnet ist und somit für den Anfahrzustand zusätzliche Durchsatzkapazität wie folgt zur Verfügung steht:

Zusätzlicher Durchsatz in kg/h während des Anfahrvorganges

Δp in bar	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	4,5	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0	28,0	32,0
Durchsatz kg/h	460	680	900	1080	1250	1300	1700	1900	2000	2250	2550	2900	3000

EINBAU

Der Kondensatableiter muss so in horizontale (FT 57 H) bzw. vertikale (FT 57 V) Rohrleitungen eingebaut werden, dass sich der Schwimmer durch das Kondensatniveau im Gehäuse in senkrechter Richtung heben und senken lässt. Der eingegossene Pfeil auf dem Gehäuse zeigt die vorgeschriebene Durchflussrichtung an. Der Pfeil muss unbedingt in Fließrichtung zeigen! Für Kugelschwimmer-Kondensatableiter besteht bei Minustemperaturen unter Umständen Einfrier- und Zerfriergefahr. Bei Frostgefahr müssen sie deshalb je nach Bedarf entwässert, wärmeisoliert oder beheizt werden.

BEDIENUNG DER AUSFÜHRUNG MIT BYPASS

Die Ausführung FT 57...C ist mit einem verstellbaren Nadelventil als Bypass und einer Stopfbuchse aus Graphit ausgestattet. Durch Drehung des Nadelventils mit einem Schraubendreher im Uhrzeigersinn wird das Nadelventil geschlossen. Bei eventuellen Undichtigkeiten der Stopfbuchse kann durch sofortiges, vorsichtiges Nachziehen der kleinen Stopfbuchsmutter auf der Stirnseite des Bypasses eine Abdichtung erfolgen.

ENTSORGUNG

Das Produkt ist recycelbar. Die fachgerechte Entsorgung ist ökologisch unbedenklich. Vor Rücksendung an SPIRAX SARCO zur Entsorgung oder Reparatur müssen die Produkte gereinigt werden.

Kugelschwimmer-Kondensatableiter FT 57 **TIS P603-02 D** spirax sarco

ERSATZTEILE

Die erhältlichen Ersatzteile sind voll ausgezeichnet. Gestrichelt gezeichnete Teile werden nicht als Ersatzteil geliefert.

Ersatzteil	DN	Teil-Nr.
Hauptventil-Satz mit Schwimmer	15...25	5, 6, 10, 12, 13, 14, 15
Hauptventil-Satz mit Deflektor	40...50	..7, 8, 9, 16
Schwimmer	40...50	11
Entlüfter-Satz (nur für FT 57 ...-... TV)		17, 18
Entlüfter- und Bypass-Satz (nur für FT 57 H- ... C)		17, 18, 19, 20, 21, 22, 23
3 komplette Sätze aller Dichtungen		3, 9, 18, 20

Bei der Bestellung von Ersatzteilen bitte genaue Teilebezeichnung, Typ und Größe des Gerätes angeben. Stets angeben, ob es sich um die horizontale oder vertikale Version handelt.

WARTUNG

(Gefahrenhinweise siehe Rückseite!)
Vor Beginn jeder Wartungsarbeit darauf achten, dass Zu- und Abfluss abgesperrt sind und das Gerät drucklos und abgekühlt ist. Das Gehäuse kann während der Wartungsarbeiten in der Leitung bleiben.
Stets alle Dichtflächen sorgfältig säubern und beim Zusammenbau nur neue Dichtungen verwenden.

Austausch Hauptventil bei DN 15...25:
- Drehstift (15) und Schwimmer mit Hebel (10) entfernen.
- Ventilsitz (5) und Schraube (14) herausschrauben, Halteplatte (12) entfernen.
- Neue Teile in umgekehrter Reihenfolge montieren. Vor Anziehen der Schraube (14) und des Sitzes (5) sicherstellen, dass der Sitz (5) zentrisch auf der Halteplatte (12) sitzt.
- Schwimmer mit Hebel (10) montieren, sicherstellen, dass Ventilkugel (6) und Feder (13) richtig positioniert sind. Der größere Durchmesser der konischen Feder (13) muss zum Schwimmer (10) zeigen. Neuen Drehstift (15) einstecken und prüfen, ob der Schwimmer sich in vertikaler Richtung frei bewegen lässt.

Austausch Hauptventil bei DN 40...50:
- 4 Schrauben (16) lösen und Hauptventil-Satz 7, 8, 9, 16 ersetzen Schrauben (16) vor dem Einschrauben leicht mit Dichtungspaste versehen.

Austausch Entlüfter (9)
- Federbügel lösen, Kapsel und Distanzplatte entfernen, Ventilsitz (17) herausschrauben.
- Halterung mit neuem Ventilsitz (17) und neuer Dichtung (18) zentrisch festschrauben. Distanzplatte und Kapsel einlegen, Federbügel montieren.

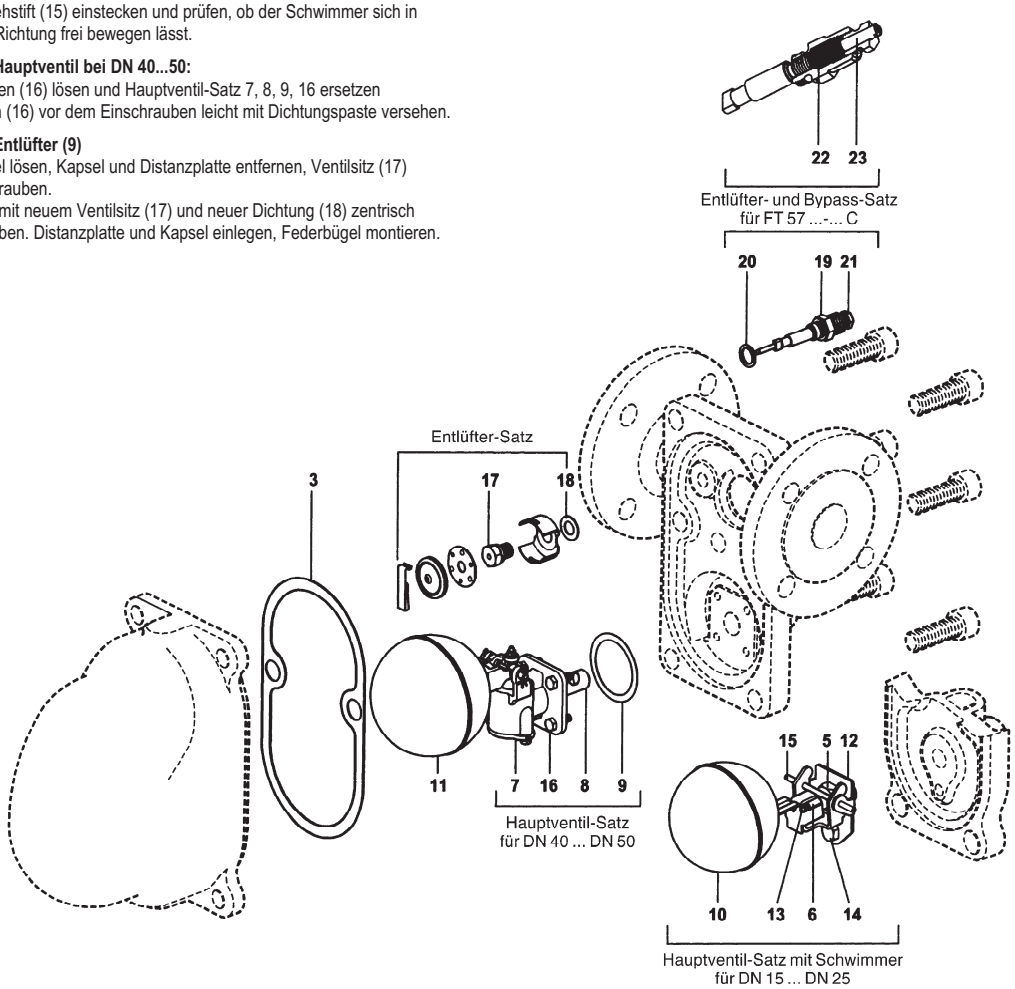
SCHLÜSSELWEITEN UND ANZIEHMOMENTE

Nr. DN	Größe	Einbaulage	Schlüsselweite	Schraubengröße	Anziehmoment Nm
4	15...25	H	SW 10	M12 x 35	60...65
	15...25	V	SW 19	M 12	60...65
	40...50	H	SW 24	M 16 x 55	150...165
	40...50	V	SW 24	M 16	150...165
5	15...25		SW 17		50...55
14	15...25		SW 10	M 6 x 10	10...12
16	40...50		SW 10	M 6 x 10	10...12
17	15...40		SW 17		50...55
19	15...40		SW 19		40...45
21	15...40		SW 13		4...5

EINSTUFUNG NACH DRUCKGERÄTERICHTLINIE 97/23/EG

Anwendung: nur für Wasserdampf, dessen Kondensat und Inertgase (Fluide der Gruppe 2).

Nennweite	Kategorie	CE-Kennzeichnung
DN 15...25	GIP	Art. 3, Abs. 3, gute Ingenieurpraxis, CE-Kennzeichnung nicht zulässig.
DN 40...50	1	mit CE-Kennzeichnung und Konformitätserklärung.



1.0 BETRIEBSANLEITUNG UND SICHERHEITSHINWEISE VOR GERÄTE-EINBAU, INBETRIEBNAHME UND WARTUNG SORGFÄLTIG DURCHLESEN!

2.0 GEFAHRENHINWEISE

Nichtbeachtung der Gefahrenhinweise kann zu Verletzungs- und Lebensgefahr und/oder erheblichem Sachschaden führen.
Der sichere Betrieb der Geräte ist nur gewährleistet, wenn sie von qualifiziertem Personal (siehe Punkt 4.0 auf dieser Seite) sachgemäß unter Beachtung der Betriebsanleitung eingebaut, in Betrieb genommen und gewartet werden. Außerdem ist die Einhaltung der allgemeinen Einrichtungs- und Sicherheitsvorschriften für den Rohrleitungs- bzw. Anlagenbau sowie der fachgerechte Einsatz von Werkzeugen und Schutzausrüstungen zu gewährleisten. Bei Nichtbeachtung können Verletzungen und Sachschäden die Folge sein.

3.0 ALLGEMEINES ZUR BETRIEBSANLEITUNG

Die Betriebsanleitung enthält Anweisungen, welche sicheren und ordnungsgemäßen Einbau und Betrieb ermöglichen sollen. Sollten dabei Schwierigkeiten auftreten, die nicht mit Hilfe der Betriebsanleitung gelöst werden können, sind weitere Informationen beim Lieferanten/Hersteller zu erfragen. Die Beachtung der Anweisungen ist zur Vermeidung von Störungen unerlässlich, die ihrerseits mittelbar oder unmittelbar Personen- oder Sachschäden hervorrufen können.

Das Gerät entspricht den Regeln der Technik. Bezüglich des Einsatzes obliegt die Sorgfaltspflicht zur Einhaltung gültiger Regelwerke dem Betreiber bzw. dem Verantwortlichen für die Auslegung der Anlage.

Der Gebrauch der Betriebsanleitung setzt die Qualifikation des Benutzers gemäß Punkt 4.0 auf dieser Seite voraus. Das Bedienungspersonal ist entsprechend der Betriebsanleitung zu unterweisen.

4.0 QUALIFIZIERTES PERSONAL

Hierbei handelt es sich um Personal, das mit Aufstellung, Einbau, Inbetriebnahme, Betrieb und Wartung des Gerätes vertraut ist. Das Personal muss über eine Qualifikation verfügen, die seiner Funktion und Tätigkeit entspricht, wie z.B.:
- Unterweisung und Verpflichtung zur Einhaltung aller einsatzbedingter, regionaler und innerbetrieblicher Vorschriften und Erfordernisse.
- Ausbildung gemäß den Standards der Sicherheitstechnik in Gebrauch und Pflege angemessener Sicherheits- und Arbeitsschutzeinrichtungen.
- Schulung in Erster Hilfe usw. (Siehe auch TRB 700).

5.0 HANDHABUNG

5.1 Lagerung
- Lagertemperatur –20°C...+65°C, trocken und schmutzfrei.
- In feuchten Räumen ist Trockenmittel bzw. Heizung gegen Kondenswasserbildung erforderlich.
- Die Lackierung ist eine Grundierung, die nur bei Transport und Lagerung vor Korrosion schützen soll. Lackierung nicht beschädigen.

5.2 Transport
- Transporttemperatur –20°C...+65°C.
- Gegen äußere Gewalt (Stoß, Schlag, Vibrationen) schützen.
- Lackierung nicht beschädigen.

5.3 Handhabung vor dem Einbau
- Wenn an Geräten Öffnungen durch Schutzkappen verschlossen sind, dürfen die Schutzkappen erst direkt vor dem Einbau entfernt werden.
- Vor Nässe und Schmutz schützen.

6.0 ALLGEMEINE EINBAUANGABEN FÜR ROHRLEITUNGSARMATUREN

Anhand der Betriebsanleitung, des Typenschildes und des technischen Datenblattes überprüfen, ob das Gerät für den Einbauort gemäß Anlagenplan geeignet ist:
1. Werkstoff, Druck und Temperatur sowie deren Maximalwerte überprüfen.
2. Richtige Einbausituation feststellen: Strömungsrichtung und Einbaulage.
3. Schutzabdeckungen an Flanschen und Anschlüssen entfernen.
- Armaturen müssen von der Rohrleitung getragen werden und dürfen nicht als Festpunkt dienen.
- Armaturen müssen spannungsfrei eingebaut werden. Wärmeausdehnungen des Systems müssen von Kompensatoren ausgeglichen werden.

7.0 ALLGEMEINE INBETRIEBNAHMEANGABEN FÜR ROHRLEITUNGSARMATUREN

Die meisten Armaturenschäden treten entweder direkt oder kurz nach der ersten Inbetriebnahme auf, deshalb:
- Schmutzfänger und Wasserabscheider vorsehen.
- Rohrleitungen spülen und alle Fremdpartikel entfernen.
- Nach dem Spülen Schmutzsiebe wechseln bzw. prüfen.
- Dampfanlagen unbedingt langsam (mehrere Minuten) in Betrieb nehmen um Schäden durch Wasserschläge und plötzliche Wärmeausdehnung zu vermeiden. Absperrarmaturen langsam schrittweise öffnen.
- Verschraubungen nach der Inbetriebnahme nachziehen.

8.0 ALLGEMEINE ANGABEN ÜBER WARTUNG UND AUSBAU

Bei Wartungsarbeiten und Ausbau der Armaturen müssen unbedingt die gängigen Sicherheitsvorschriften eingehalten werden. Dies sind u. a.
1. Armatur druckfrei stellen: vor und nach der Armatur absperren.
2. Hilfsleitungen wie Umgehungen (Bypässe), Druckausgleichsleitungen (Pendelleitungen), Steuerleitungen (Druckentnahmeleitungen) absichern.
3. Absperreinrichtungen gegen versehentliches Wiederöffnen sichern.
4. Bei wärmeführenden Leitungen: System abkühlen lassen.
5. Druckfreiheit prüfen: evtl. durch vorsichtiges Öffnen einer unkritischen Verbindung.
- Unbedingt angepasste Schutzkleidung und Schutzbrille tragen.
- Nur geeignetes Werkzeug verwenden.

9.0 ALLGEMEINE ANGABEN FÜR DEN BETRIEB VON ROHRLEITUNGSARMATUREN

Armaturen sind im Betrieb regelmäßiger Kontrolle und Wartung zu unterziehen:
- Durchführungsdatum und Ausführenden von Einbau, Inbetriebnahme und Wartung notieren.
- Der Kontroll- und Wartungszyklus erfolgt je nach betrieblicher Praxis und abhängig von den Einsatzbedingungen.

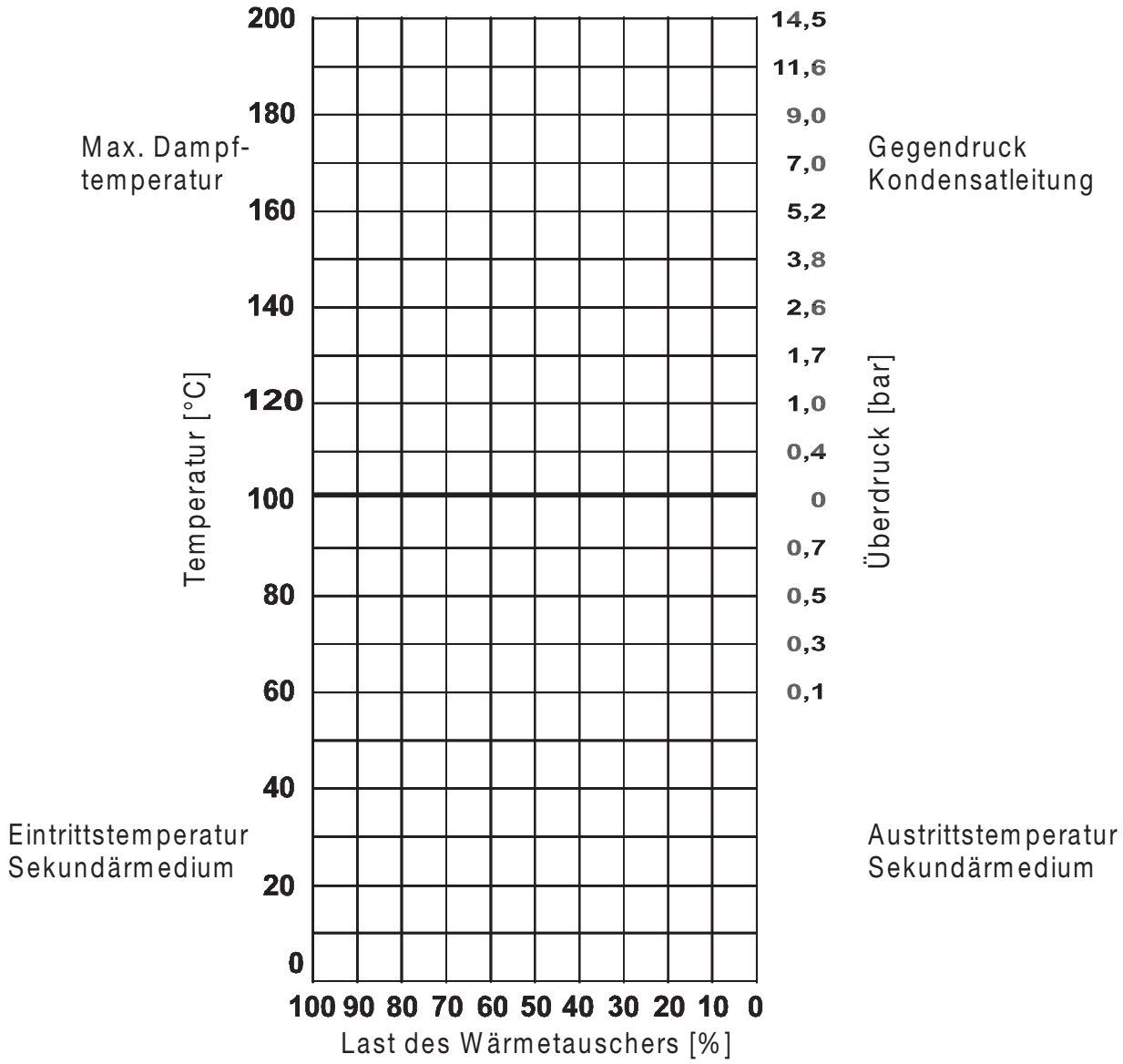
Weitere Details sind den gerätespezifischen Betriebsanleitungen, Einbauanleitungen, Wartungsanleitungen, Bedienungsanleitungen und Datenblättern zu entnehmen.

A8 Formeln und Einheiten – eine Zusammenfassung

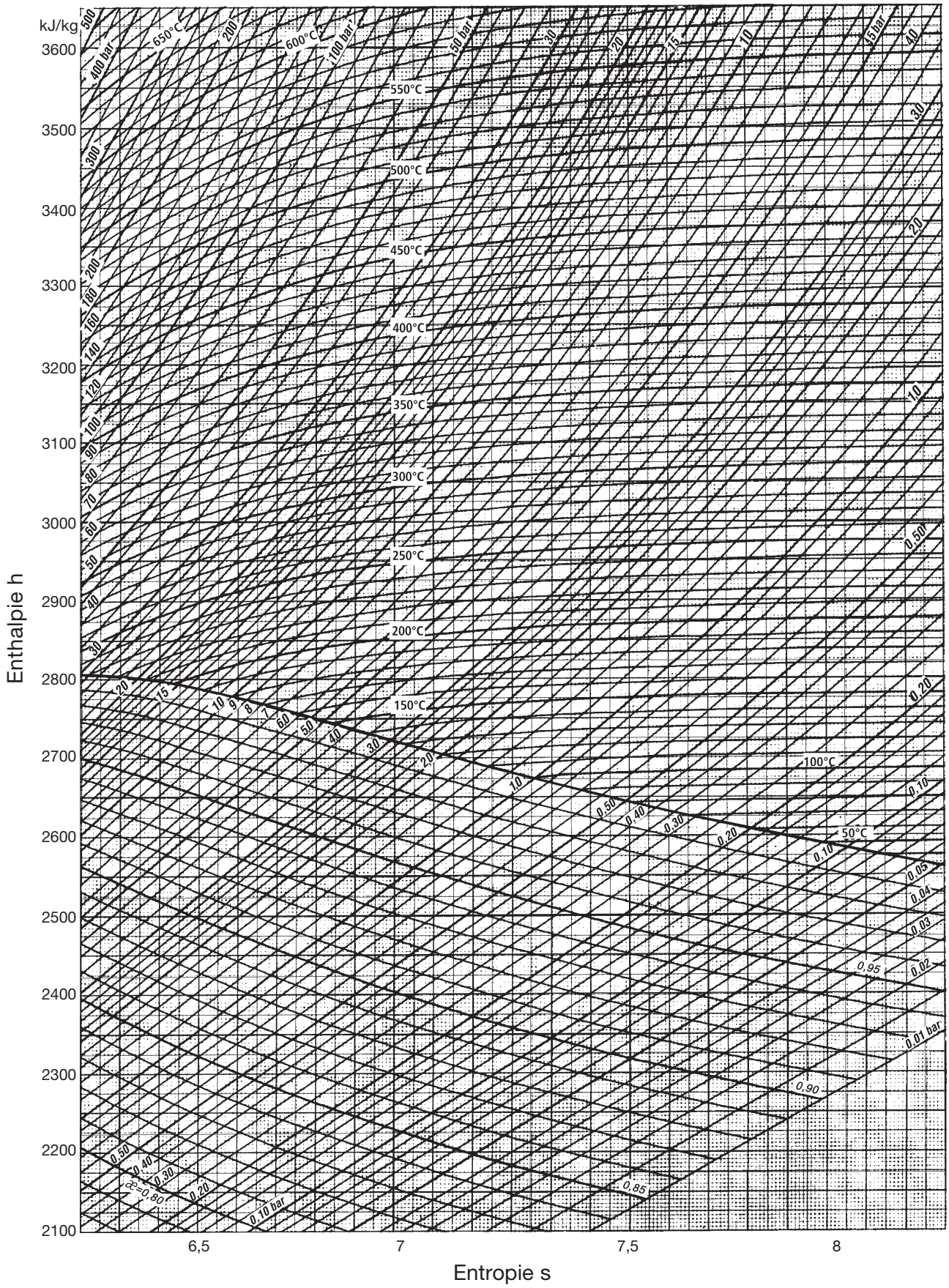
Druck p	1 N/m² = 1 Pa = 10^{-5} bar
	1 mbar = 100 Pa
	1m WS = 0,1 at = 9,8 kPa = 0,098 bar
	1 psi = 1 lbf/in² = 6,89 · 103 Pa
	1 Torr = 133,32 Pa
Temperatur t	°C = K – 273,15
Temperaturdifferenz T	K = °C (°C ist „offiziell“ nicht erlaubt)
Arbeit W	1 J = 1 Nm = 1 Ws = 1 kg · m²/s²
	4,2 kJ = 1 kcal = 4200 Ws
	1 kWh = 860 kcal
Leistung P	1 W = 1 J/s = 1 kg · m²/s³
	1,16 W = 1 kcal/h
	0,736 kW = 1 PS
Spezifische Wärme von Wasser C_p	C_p = 4,2 kJ/kg · K = 1 kcal/kg · K
Wärmeinhalt Dampf h" (Näherungswert für überschlägige Rechnung)	h" = 2700 kJ/kg
Verdampfungswärme bei 10 bar Δh_v	$\Delta h_v \approx$ 2000 kJ/kg
Dampfvolumen bei Atmosphärendruck v"	v" = 1700 m³/kg
Faustformel Wärmebedarf	1 kW = 1,8 kg/h Dampf
Ausdehnung von Stahlrohren	$\Delta l = 0{,}011 \cdot l \cdot (t_1 - t_2)$
Wärmetauscher-Formel	$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (t_1 - t_2)$ [W]
Wärmeübergangs-Formel	$Q = k \cdot A / \Delta T$

Δ (Delta) Differenz
γ (gamma) spez. Gewicht (Wichte)
ρ (rho) Dichte
ϑ (theta) Temperatur (in der Physik statt t üblich)

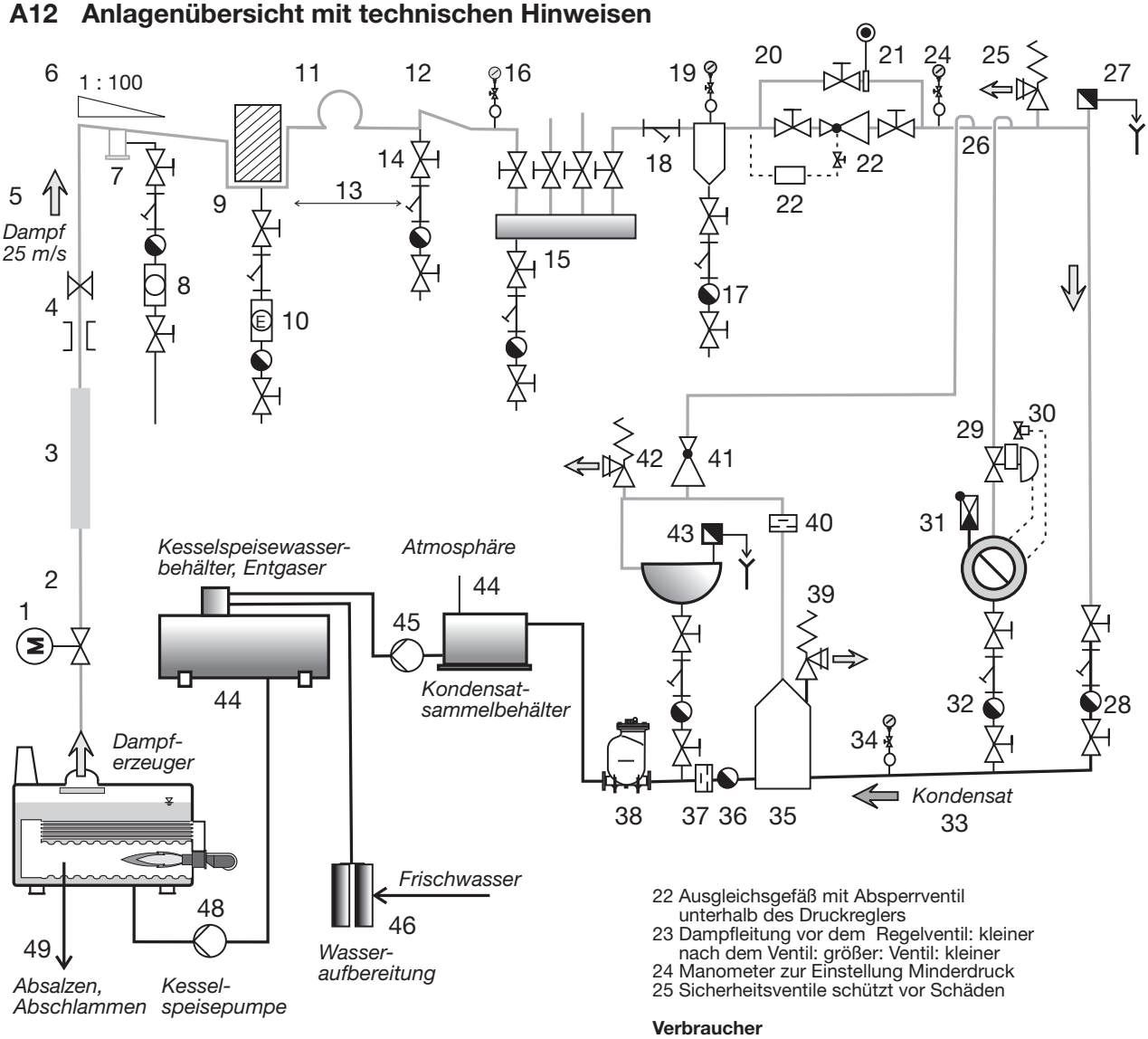
A9 Rückstaudiagramm



A10 Mollier-Diagramm (h, s) für Wasserdampf



A12 Anlagenübersicht mit technischen Hinweisen



Dampfleitung
1 Langsam in Betrieb nehmen (mehrere Minuten)
2 Dampfleitung: lieber zu groß als zu klein
3 Leitung und Halterungen isolieren
4 Fest- und Gleitlager vorsehen
5 Dampfgeschwindigkeit 25 m/s, bei Heißdampf 40–60 m/s
6 Dampfleitung mit Gefälle verlegen
11 Kompensatoren für die Leitungsausdehnung
12 Lange Leitung mit Gefälle im Sägezahn verlegen
16 Druckanzeige für den wirklich vorhandenen Dampfdruck
25 Leitungsende entlüften

Dampfleitung entwässern
7 Leitung über Entwässerungsstutzen entwässern
8 Schauglas gibt Einblick ins Geschehen
9 Tiefpunkte Entwässern
10 SPIRAtec-Prüfkammer zur Kondensatableiterüberwachung
13 Alle 25 m entwässern
14 Senkrechte Anstiege entwässern
15 Dampfverteiler entwässern
17 Dampfrockner anstaufrei entwässern
27 Leitungsende entwässern

Druckreduzierung
18 Schmutzfänger schützt vor groben Partikeln
19 Manometer gibt den wirklichen Vordruck
20 Bypass für den Wartungsfall
21 Steckblende zur Sicherheit
22 Ausgleichsgefäß mit Absperrventil unterhalb des Druckreglers
23 Dampfleitung vor dem Regelventil: kleiner nach dem Ventil: größer: Ventil: kleiner
24 Manometer zur Einstellung Minderdruck
25 Sicherheitsventile schützt vor Schäden

Verbraucher
26 Dampfentnahme von oben anschließen
29 Temperaturregelung: Druckschwankungen und Vakuum möglich
30 Sicherheitstemperaturbegrenzung wo nötig
31 Vakuumbrecher baut Vakuum ab
32 Jeden Verbraucher separat entwässern
43 Auch Verbraucher entlüften!

Kondensatsystem
33 Eine Kondensatleitung ist keine Wasserleitung!
34 Wertvolle Information: die Druckanzeige
34 Entspanner zur Nachdampfverwertung
36 Keine Reihenschaltung von Kondensatableitern!
36 Rückschlagventil entkoppelt Anlagenteile
38 Mechanische Pumpen fördern heißes Kondensat ohne Hilfsenergie
39 Sicherheitsventil sichert den Entspanner ab
40 Rückschlagventil verhindert zu hohen Druck
41 Druckregler sorgt für konstanten Dampfdruck
42 Sicherheitsventil schützt Verbraucher vor Überdruck
44 Kondensatrückspeiseanlage mit 1 oder 2 Pumpen
45 Auf NPSH-Wert, Druck und Temperatur achten

Wasseraufbereitung
46 Angaben des Kesselherstellers beachten
47 Speisewasser entgasen, um Sauerstoff auszutreiben und Korrosion zu begrenzen
48 Speisepumpe: NPSH-Wert beachten
49 Abschlammen und Absalzen sorgt für gute Dampfqualität und stabile Betriebszustände

A12 Suchwortverzeichnis

A

Ablaufregelung 50
Absalzsystem 25
Abschlammeinrichtung 25
Anlagenübersicht 159
Anlaufen 19
Anschlussarten 128
  Anschweißverbindung 129
  Flanschverbindung 128
  Muffenverbindung 128
  Überwurfverschraubung 129
Arbeit 8
Atmosphäre 11
Ätzbottich 73
Ausdehnung von Rohrleitungen 30
Auslegung von Dampfleitungen 27, 28, 87

B

Bau 120
Begriffe . . . . . *Siehe Fachbegriffe*
Blindflansch . . . . . *Siehe Flansch*
Bügelpresse 79
Bypass . . . . . *Siehe Umführung*

D

Dampf
  -abschluss 125
  -anlage 21, 110, 159
  -arten 16
  -behandlung 44
  -druck 11
  -erzeugung 21, 22, 24
  Frisch- 97
  -geschwindigkeit 27
  Heiß- 51
  in Kondensatleitungen 83
  -kessel
    Ausrüstung 25
    Kondensatableitung 37
  k_v-Werte 118
  -leitung 26, 73
    Auslegung 27, 28
    Entlüftung 45
    Entwässerung 34, 35
    Inbetriebnahme 42
    Isolation 32
    Kondensation 33
    Strömungsgeschwindigkeit 29
    Verlegung 34
  -menge, benötigte 120
  Nach- 97, 98, 99
  Nass- 16
  -raum-Entwässerung 55
  Reindampferzeuger 24
  Satt- 16, 29
  -schlag 91
  -tafel 14, 15
  -trocknung 44, 125
  überhitzter 16, 46
  -verteiler 44
  -volumen 11
Datenblätter 74, 146
Diagramm
  Auslegung von Kondensatleitungen 87
  Auslegung von Sattdampfleitungen 28
  k_v- 118, 119
  Mollier- 52, 158
  Nachverdampfung 96
  Rückstau- 53, 54
  Wärmeverluste 32, 105
Dichte 9
Dimensionierung 120, 145
DIN 136
  1343 9
  1629 26
  2401 . . . . . 72, 89
  2429 . . . . . 37, 139
  2632 144
  2999 128
  3680 . . . . . 58, 60, 72
  EN 10216 26
  EN 10220 143
  EN 1052 128
  EN 1333 26
  EN 26704 . . . . . 56, 58, 65
  EN ISO 6708 27
DN 26
Druck 8
  -minderstation 113
  -reduzierung 45, 110
  -regler
    membrangesteuert 110
    mit Hilfsenergie 112
    pilotgesteuert 111
  atmosphärischer 11
  im Wärmetauscher 53
  in der Kondensatleitung 83
  -verlust 27
Durchflussrichtung 128
Durchlauferhitzer 74

E

Einbaulage 128
Einheiten 10, 156
Energie 8
  -strom 9
Entgasung 106, 107
Enthalpie 52
Entlüftung 39, 40, 41, 45
Entsalzung 106
Entwässerung
  Sammel- 78
  unter Vakuum 76
Erschütterungen 75
Etagenpresse 79

F

Fachbegriffe 132
Fehlersuche 130
Flansch
  -maße 144
  -verbindungen 128
  Blind- 36
Formeln 47, 120, 156
Frischdampf 97
Frost 92

G

Gesetze 136
Gewicht, spezifisches 9
Glossar 132

H

Heißmangel 40
Heizfläche 18
Heizregister 40
Hilfsenergie 112

I

Implosion 91, 124
Inbetriebnahme 129
Inspektion 130
Isolierung 20, 32, 92, 103

K

k-Wert 47, 48, 118, 119
Kalander 41
Kessel
-wasser . . . . . *Siehe Kesselspeisewasser*
-speisepumpe 21
-speisewasser 21, 24
-speisewasserbehälter 21
Kondensat
-ableiter 55, 56, 130
Abstand vom Dampfraum 75
aktive 67
Auswahl 68, 145
Betriebsbedingungen 55
Bimetall- 62, 148
Blenden- 66
Glockenschwimmer- 59
Impuls- 65
Installation 75
Kapsel- 60, 146
Kugelschwimmer- 58, 152
Labyrinth- 66
Leistung 69
Luft in 57
Merkmale 145
Pump- 67
Reihenschaltung 80
Schwimmer- 58
Starre 66
Stauer- 62
Systeme 58
Temperatur vor dem 72
Thermische 60, 146
Thermodynamische 63, 150
Topfschwimmer- 60
Überdruck hinter dem 71
Überdruck vor dem 70
Überwachung 81
-anfall 38, 71
-aufbereitung 104
aus versch. Druckstufen 91
-entspannung 96, 100, 101
-heber 90
im Dampfraum 17
-kühlung 103
-leitung 83
Auslegungsdiagramm 87
Bemessung 86
Dampf in 83
Druck in 83
Isolierung 103
Verlegung 89
-netz 85
-rückspeiseanlage 109, 121
-sammelbehälter 109
-stutzen 35, 36
-temperatur 94
-überwachung 123
-wirtschaft 94
Kondensation 16, 33
Film- 94
Tropfen- 94
Kondensator, Brüden- 100, 101
Korrosion 121
Kraft 8
Kugelschwimmer . . . . . *Siehe Kondensatableiter*
k_{vs}-Wert 117

L

Leistung 9
Ermittlung 120
Lochblende 56
Luft
-einfluss 43
-erhitzer 73
im Dampfraum 38

M

Mollier-Diagramm 52, 158

N

Nachdampf 95, 96, 97, 98, 99
Nachverdampfung . . . . . *Siehe Nachdampf*
ND 26
Nenndruck 26
Nennweite 26, 35
Niveausonde 25
Norm 136
DIN (EN, ISO) . . . . . *Siehe DIN*
-volumen 9
-zustand 9
Normalsieb 123
NW 27

O

Öltank 75
Ölvorwärmer 125

P

Papierzylinder 73, 126
Planung 120
PN 26
Prospektangaben 74
Prüfeinrichtung SPIRA-tec 81

R

Reduzierstation 113
Reduzierungen 37
Regelsysteme 110
Regelung, dampfseitige 49
Reibung 27
Reindampferzeuger 24
Rohr 137

Ausdehnung 30, 156
Maße 143
Reduzierung 37
Werkstoff 26
Rückstau
Diagramm 53, 54
Effekt 53

S

Sammelentwässerung . . . . . *Siehe Entwässerung*
Schauglas 123, 130
Schmutz
-fänger 36, 122, 130
-problem 122
Schnelldampferzeuger 23
Schweißen 137
Semtex (Sprengstoff) 22
SI-System 7
Speisewasserbehälter 21, 106, 121
SPIRA-tec 81

T

Tankheizung 78
TD . . . . . *Siehe Kondensatableiter, Thermodynamische*
Temperatur 9, 13
-differenz 9
-regelung 116
vor dem Kondensatableiter 72
Thermalöl 24
Topfschwimmer . . . . . *Siehe Kondensatableiter*
TRD 25
Trockenzylinder 41
Trockner 125
Trocknungseffekt 46

U

Überdruck
hinter dem Kondensatableiter 71
vor dem Kondensatableiter 70
Umführung 126
Umrechnung 10

V

Vakuum 76
Ventil
manuelles 56
Reduzier- 110
Regel- 117, 130
Sicherheits- 115
Verdampfungswärme 10, 11
Verordnung 136
Betriebssicherheits- 25, 136
Dampfkessel- 25
Vulkanisierpresse 73

W

Wärme 13
-durchgang 47, 48
-energie 10
-inhalt 10, 11
-menge 8
-strom 9, 47
-tausch 47
-träger-Erhitzer 24
-übergang 17
Verdampfungs- 10, 11
-verluste 19, 105
Berechnung 32, 105
Senkung 20
-verwertung 101
Wärmetauscher 24, 47
Ablaufregelung 50
dampfseitige Regelung 49, 116
-formel 47
geregelte 49
kondensatseitige Regelung 116
Temperatur von 51
ungeregelte 48
Wartung 130
Wasser
-abscheider 125
-aufbereitung 21, 106
-film 19
-kessel, Großraum- 22
k_v-Werte 119
-schlag 124
Wasserdampftafel . . . . . *Siehe Dampftafel*
Werkstoffe 26, 137, 138
Wichte 9

Z

Zeichnungssymbole 139
Zylinder, rotierende 41, 126

SPIRAX SARCO GmbH
Reichenaustraße 210
D – 78467 Konstanz

Telefon + 49 (0) 75 31/58 06-0
Telefax + 49 (0) 75 31/58 06-22
Vertrieb@de.SpiraxSarco.com

SPIRAX SARCO GmbH
Niederlassung Österreich
Dückegasse 7/2/1/8
A – 1220 Wien
Telefon +43 (0)1/6 99 64-11
Telefax +43 (0)1/6 99 64-14
Vertrieb@at.SpiraxSarco.com

SPIRAX SARCO AG
Gustav-Maurer-Straße 9
CH – 8702 Zollikon ZH

Telefon +41 (0)44/3 96 80 00
Telefax +41 (0)44/3 96 80 10
info@ch.SpiraxSarco.com

Schutzgebühr: 20 Euro